

РЕГІСТР СУДНОПЛАВСТВА УКРАЇНИ

**ПРАВИЛА
КЛАСИФІКАЦІЇ ТА ПОБУДОВИ
МОРСЬКИХ СУДЕН**

**ЧАСТИНА IX
МЕХАНІЗМИ**



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:	5
1. ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ	
1.1 Область поширення	7
1.2 Обсяг нагляду	7
1.4 Випробування у дії.....	15
1.5 Загальні технічні вимоги	15
1.6 Матеріали і зварювання.....	15
2. ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ	
2.1 Загальні вказівки	17
2.2 Загальні вимоги	17
2.3 Остов	18
2.4 Колінчастий вал.....	22
2.5 Продування і наддування	32
2.6 Паливна апаратура	35
2.7 Змашування.....	35
2.8 Охолодження	35
2.9 Пускові пристрої	35
2.10 Газовипуск	36
2.11 Керування, захист і регулювання	36
2.12 Контрольно-вимірювальні прилади і прилади сигналізації.....	38
2.13 Демпфер крутильних коливань, антивібратор	39
2.14 Додаткові вимоги до двигунів внутрішнього згоряння, які призначені для встановлення на суднах зі знаком <i>LFLFS</i> (ME) або <i>LFLFS</i> (ME) у символі класу судна	40
ДОДАТОК I	
Визначення коефіцієнтів концентрації напружень (ККН) в галтелях колінчатих валів	41
ДОДАТОК II	
Коефіцієнти концентрації напружень і розподіл напружень на краю мастильних отворів.....	42
ДОДАТОК III	
Посібник по розрахунку коефіцієнтів концентрації напружень в радіусах галтелей шийок колінчастих валів методом кінцевих елементів	43
ДОДАТОК IV	
Посібник з оцінки результатів випробувань на утомну міцність	49
ДОДАТОК V	
Інструкція з розрахунків галтелей з поверхневою обробкою і країв мастильних отворів.....	59
ДОДАТОК VI	
Посібник по розрахунку коефіцієнтів концентрації напружень в краях мастильних отворів колінчастих валів за допомогою методу кінцевих елементів	70
3. ПАРОВІ ТУРБИНИ	
3.1 Загальні вимоги	74
3.2 Ротор.....	74
3.3 Корпус	74
3.4 Підшипники	75
3.5 Системи відсмоктування, ущільнення і продування	75
3.6 Керування, захист і регулювання	75
3.7 Контрольно-вимірювальні прилади	76
4. ПЕРЕДАЧІ, РОЗ'ЄДНУВАЛЬНІ І ПРУЖНІ МУФТИ	
4.1 Загальні вимоги	78
4.2 Зубчасті передачі.....	78
4.3 Пружні і роз'єднувальні муфти	105
4.4 Валоповертаючий пристрій.....	105

5. ДОПОМІЖНІ МЕХАНІЗМИ

5.1 Компресори повітряні з механічним приводом	106
--	-----

КУТ МІЖ ОСЯМИ ЦИЛІНДРІВ

5.2 Нососи	108
5.3 Вентилятори, повітрянагнітачі і турбонагнітачі	109
5.4 Сепаратори відцентрові	110
5.5 Компресори природного газу (метану)	111

6 ПАЛУБНІ МЕХАНІЗМИ

6.1 Загальні вимоги	112
6.2 Рульові приводи	112
6.3 Якірні механізми	116
6.4 Швартовні механізми	122
6.5 Буксирні лебідки	123
6.6 Система екстреної віддачі троса буксирної лебідки	124

7. ПРИВОДИ ГІДРАВЛІЧНІ

7.1 Загальні вимоги	127
7.2 Перевірка міцності	127
7.3 Запобіжні та інші пристрої	128

8. ГАЗОТУРБІННІ ДВИГУНИ

8.1 Загальні вимоги	129
8.2 Ротори ГТД	132
8.3 Корпуси ГТД	132
8.4 Підшипники ГТД	133
8.5 Камери згоряння	133
8.6 Теплообмінні апарати	133
8.7 Керування, захист і регулювання	134
8.8 Контрольно-вимірювальні прилади	135
8.9 Теплоутилізаційний контур ГТД	136
8.10 Вимоги до ГТД, які використовують природний газ, як паливо	136

9. ГАЗОВІ ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

9.1 Загальні вимоги	138
9.2 Визначення і пояснення	138
9.3 Аналіз ризиків	139
9.4 Умови роботи на паливі двох видів	141
9.5 Захист картерів	141
9.6 Захист підпоршневих просторів крейцкопфних ДПД	141
9.7 Впускна і газовипускна системи	141
9.8 Трубопроводи пускового повітря	141
9.9 Контроль згоряння	141
9.10 Підведення газового палива	142
9.11 Відключення подачі газового палива	142
9.12 Конструкція ДПД і ГПД	142
9.13 Додаткові вимоги до конструкції	145
9.14 Додаткові вимоги до газових двигунів внутрішнього згоряння, які призначені для встановлення на суднах зі знаком <i>GFS</i> в символі класу судна	146

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
1	2	3	4
Розділ 1			
Таблиця 1.2.3.1-1	Уточнено посилання на УВ МАКТ М44	Бюлетень № 1 змін і доповнень	
Таблиця 1.2.3.1-2	В рядках 14 і 15 уточнені вимоги до документації по ДВЗ	Бюлетень № 1 змін і доповнень	
Розділ 2			
2.1.1	Уточнені вимоги до області поширення вимог розділу 2	Бюлетень № 1 змін і доповнень	
2.2.1	Текст змінено з урахуванням вимог до газових двигунів внутрішнього згоряння	Бюлетень « 1 змін і доповнень	
2.3.3	Уточнені вимоги до двигунів внутрішнього згоряння	Бюлетень № 1 змін і доповнень	
2.4.10.2	У формулу для визначення D_{VG} внесені зміни редакційного характеру	Бюлетень № 1 змін і доповнень	
2.7.5	Доповнений новим пунктом з вимогами до конструкції приводних двигунів вентильних генераторних агрегатів	Бюлетень № 1 змін і доповнень	
2.8.2	Доповнений новим пунктом з вимогами до конструкції приводних двигунів вентильних генераторних агрегатів	Бюлетень № 1 змін і доповнень	
2.11.3.2	Рисунок 2.11.3.2 замінений з урахуванням УВ МАКТ М3 (Rev.6 Nov 2018)	Бюлетень № 1 змін і доповнень	
2.11.3.8	Уточнено посилання з урахуванням УВ МАКТ М3 (Rev.6 Nov 2018)	Бюлетень № 1 змін і доповнень	
2.11.8	Уточнені вимоги до місцевого посту керування з урахуванням УВ МАКТ М3 (Rev.6 Nov 2018)	Бюлетень № 1 змін і доповнень	
2.11.10	Доповнений новим пунктом з вимогами до конструкції приводних двигунів вентильних генераторних агрегатів	Бюлетень № 1 змін і доповнень	
2.14	Доповнений новим підрозділом «Додаткові вимоги до двигунів внутрішнього згоряння, які призначені для встановлення на судах зі знаком LFLFS (ME) , або LFLFS (Ft) в символі класу судна»	Бюлетень № 4 змін і доповнень	
Додаток IV			
4.3	Доповнений з урахуванням УВ МАКТ М53 (Rev. 4 Aug 2019)	Бюлетень № 1 змін і доповнень	
Розділ 6			
6.3.2	Уточнені вимоги до зварних з'єднань елементів якірних механізмів з урахуванням УВ МАКТ А3 (Rev.1 Jan 2019)	Бюлетень № 1 змін і доповнень	
6.6	Доповнений новим підрозділом з урахуванням УВ МАКТ М79 (Oct 2018)	Бюлетень № 1 змін і доповнень	
Розділ 8			
8.10.2	Уточнені вимоги до ГТД, які встановлені на судах зі знаком GFS у символі класу	Бюлетень № 1 змін і доповнень	
Розділ 9			
9.1.1, 9.2.1, 9.4.1÷9.4.5, 9.12.1.2, 9.13.1.1,	Зміни редакційного характеру	Бюлетень № 4 змін і доповнень	

Розділи\підрозділи\пункти, що змінюються	Інформація про зміни	Підстава для внесення змін	Примітки
1	2	3	4
9.13.1.2 , 9.14.2.1 , 9.14.2.2 , табл. 9.14.4.2			

ЧАСТИНА ІХ. МЕХАНІЗМИ

1. ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

1.1 ОБЛАСТЬ ПОШИРЕННЯ

1.1.1 Ця частина Правил поширюється на такі двигуни і механізми:

- .1 двигуни внутрішнього згорання (ДВЗ), головні;
- .2 турбіни парові, головні;
- .3 газотурбінні двигуни, головні;
- .4 передачі і муфти;
- .5 двигуни приводні для джерел електроенергії або допоміжних і палубних механізмів, агрегати в зборі;
- .6 насоси, які входять до складу систем, що регламентуються частинами VI «Протипожежний захист», VIII «Системи і трубопроводи» і XII «Холодильні установки»;
- .7 компресори повітряні;
- .8 повітрянагнітачі головних котлів, турбонагнітачі і повітрянагнітачі ДВЗ;
- .9 вентилятори, що входять до складу систем, які регламентуються частиною VIII «Системи і трубопроводи»;
- .10 приводи рульові;
- .11 механізми якірні;
- .12 лебідки буксирні;
- .13 механізми швартовні;
- .14 приводи гідравлічні;
- .15 сепаратори відцентрові палива і масла.

1.2 ОБСЯГ НАГЛЯДУ

1.2.1 Положення, що стосуються порядку класифікації, технічного нагляду за побудовою судна викладені в Загальних положеннях класифікаційної та іншої діяльності і в частині I «Класифікація» Правил класифікації та побудови суден¹.

1.2.2 Нагляду Регістру за виготовленням підлягають двигуни і механізми, перераховані в 1.1, за винятком допоміжних механізмів із ручним приводом.

1.2.3 До початку виготовлення механізмів повинна бути подана на розгляд Регістру наступна технічна документація:

.1 по двигунах внутрішнього згорання:

- для інформації – згідно з табл. 1.2.3.1-1;
- для схвалення – згідно з табл. 1.2.3.1-2;
- для газових двигунів повинна бути додатково подана документація згідно з табл. 1.2.3.1-3.

Порядок подання та проходження документації по ДВЗ указаний в Додатку 2 «Порядок подання та проходження документації» до розд. 5 «Механізми» частини 4 «Технічний нагляд за виготовленням виробів» Правил технічного нагляду за побудовою суден і виготовленням матеріалів і виробів²;

.2 по всіх інших механізмах, що регламентуються цією частиною Правил, крім ДВЗ:

- .2.1 опис з основними відомостями щодо механізму або технічні умови;
- .2.2 креслення загальних видів механізмів із поздовжніми і поперечними розрізами;

¹ Далі – частина I «Класифікація».

² Правила технічного нагляду за побудовою суден і виготовленням матеріалів і виробів – далі: ПТНП.

- .2.3** креслення фундаментних рам, картерів, станин, корпусів кришок та інших деталей литої або зварної конструкції із зазначенням зварних вузлів і технічних вимог із зварювання;
- .2.4** креслення колінчастих валів, упорних валів, вантажних валів та інших валів, а також їхніх приводів (передач);
- .2.5** креслення шатунів, штоків і поршнів;
- .2.6** креслення кришок циліндрів і циліндрових втулок;
- .2.7** креслення шестерень і коліс зубчастих передач та їхніх валів;
- .2.8** креслення ведучих та ведених елементів гідропередач, роз'єднувальних і пружних муфт;
- .2.9** креслення упорного підшипника, вбудованого у механізм;
- .2.10** креслення роторів парових і газових турбін та компресорів, а також дисків і робочих коліс;
- .2.11** креслення паливних трубопроводів високого тиску та їх захисту у разі пошкодження;
- .2.12** креслення ізоляції і зашивки газовипускних трубопроводів у межах механізму;
- .2.13** креслення схем трубопроводів і систем палива, змащування, охолодження, газовипускних, продування, повітряних, керування, регулювання, сигналізації, захисту тощо у межах механізму;

Таблиця 1.2.3-1 Документація по ДВЗ, яка подається для інформації (що застосовне)

1	2
1	Опис з основними відомостями щодо двигунів (див. Додаток 3 «Опис ДВЗ з основними відомостями і технічними даними (форма заявки на схвалення ДВЗ та подання даних)» до розд. 5 «Механізми» частини 4 «Технічний нагляд за виготовленням виробів» ПТНП відповідно до Додатку 3 до УВ МАКТ М44 (Rev.9, Corr2, Nov. 2016); або технічні умови
2	Креслення поперечного розрізу двигуна
3	Креслення поздовжнього розрізу двигуна
4	Креслення фундаментної рами і картера литої конструкції
5	Складальне креслення упорного підшипника ¹
6	Креслення стояків, станини, корпусу передачі литої конструкції ²
7	Креслення анкерних в'язей
8	Креслення шатуна
9	Складальне креслення шатуна ³
10	Складальне креслення крейкопфа ³
11	Складальне креслення штока поршня ³
12	Складальне креслення поршня ³
13	Креслення корпусу (сорочки) циліндра, блоку циліндрів литої конструкції ²
14	Складальне креслення кришки циліндра ³
15	Креслення втулки циліндра
16	Креслення противаг (якщо вони не становлять одне ціле з колінчастим валом) з деталями кріплення
17	Складальні креслення розподільного вала і його приводу ³
18	Креслення маховика
19	Креслення паливного насоса високого тиску
20	Складальні креслення захисту та ізоляції газовипускних трубопроводів та інших частин двигуна з високою температурою поверхні, на які можливе попадання палива у разі пошкодження паливної системи
21	Для ДВЗ з електронною системою керування креслення конструкцій і пристроїв:
21.1	креслення клапанів керування
21.2	креслення насосів високого тиску
21.3	креслення привода насосів високого тиску
22	Керівництво з експлуатації та обслуговування двигуна ⁴
23	Аналіз характеру та наслідків відмов (для системи керування двигуном) ⁵
24	Технічні вимоги для процесів лиття і зварювання (включаючи послідовність обробки)
25	Підтвердження системи контролю якості при проектуванні і технічному обслуговуванні при експлуатації
26	Вимоги до якості виготовлення ДВЗ
27	Типове схвалення екологічних випробувань і компонентів керування ⁶

¹ Якщо є складовою частиною двигуна, але не вбудований в фундаментну раму.² Лише для одного циліндра або блоку циліндрів одного виконання.

³ З ідентифікацією компонентів (наприклад, по номеру їхніх креслень).

⁴ Керівництво з експлуатації та обслуговування, що включає вимоги щодо експлуатаційного обслуговування та ремонту, інформацію про інструменти та вимірювальні прилади, які будуть необхідні для монтажу і регулювання при виконанні цих вимог.

⁵ Якщо робота двигуна залежить від гідравлічних, пневматичних або електронних систем керування, аналіз характеру та наслідків відмов повинен бути поданий для демонстрації, що несправність системи керування не приведе до втрати найбільш відповідальних засобів забезпечення роботи і керування двигуна, і що його працездатність не буде втрачена або знижена і залишиться в межах заявлених експлуатаційних характеристик двигуна.

⁶ Випробування повинні показувати здатність обладнання систем керування, контролю і захисту функціонувати в особливих умовах.

.2.14 креслення схем гідравлічних трубопроводів механізмів із гідроприводами;

.2.15 креслення конструкції кріплення механізмів до фундаменту і розташування фундаментних болтів (тільки для головних механізмів, приводів електрогенераторів, рульових машин, якірних, швартовних і буксирних механізмів);

.2.16 розрахунки на міцність деталей механізмів, що регламентуються Правилами;

.2.17 перелік основних деталей механізму із специфікацією матеріалів і з відомостями про чи-слові значення пробних тисків (там, де потрібні);

.2.18 керівництво з експлуатації і обслуговування механізму;

.2.19 програма випробувань головних і серійних зразків механізмів.

Примітка. Додаткові вимоги по обсягу документації для турбонагнітачів ДВЗ – див. **2.5.7.6**.

Таблиця 1.2.3.1-2 Документація по ДВЗ, яка подається для схвалення (що застосовне)

1	2
1	Креслення фундаментної рами і картера зварної конструкції із зазначенням зварних вузлів та технічних вимог щодо зварювання ^{1,2}
2	Креслення опорної плити зварної конструкції упорного підшипника із зазначенням зварних вузлів і технічних вимог щодо зварювання ¹
3	Креслення фундаментної рами/масло збірника (піддона) зварної конструкції ¹
4	Креслення стояків, станини, корпусу передачі зварної конструкції із зазначенням зварних вузлів та технічних вимог щодо зварювання ^{1,2}
5	Креслення стояків, станини зварної конструкції ^{1,2}
6	Креслення деталей колінчастого вала для кожної кількості циліндрів
7	Складальне креслення колінчастого вала для кожної кількості циліндрів
8	Розрахунок колінчастого вала для кожної кількості циліндрів і їх розташування згідно з вимогами підрозділу 2.4
9	Креслення упорного або проміжного вала (якщо вони вмонтовані у двигун)
10	Креслення з'єднувальних болтів колінчастого вала
11	Специфікація матеріалів основних деталей із зазначенням методів неруйнівного контролю і умов гідравлічних випробувань ³
12	Принципові схеми (в межах двигуна) або аналогічна документація для:
12.1	системи пуску
12.2	паливної системи
12.3	системи змащування
12.4	системи водяного охолодження
12.5	системи гідравліки
12.6	гідравлічної системи керування клапанами
12.7	системи керування, регулювання і захисту двигуна
13	Складальне креслення захисту паливних трубопроводів високого тиску ⁴
14	Креслення акумуляторних систем для двигунів з електронною системою керування
15	Креслення конструкції загальних акумуляторів для двигунів з електронною системою керування
16	Креслення запобіжних клапанів картерів двигунів і їхнє розташування ⁵ згідно з вимогами 2.3.5
17	Розрахунок кількості і площі прохідного перерізу запобіжних клапанів згідно з вимогами 2.3.5
18	Зміст програми і протоколу типових випробувань ⁷
19	Креслення паливних трубопроводів високого тиску і паливних форсунок ⁶
20	Креслення схеми системи виявлення і сигналізації масляного туману у картері двигуна або рівноцінного пристрою згідно з 2.3.4.8 – 2.3.4.22

1	2
21	Креслення деталей механічних з'єднань трубопроводів (в межах двигуна), див. 2.4.5 частини VIII «Системи і трубопроводи»
22	Документи, що підтверджують працездатність двигуна в умовах навколишнього середовища (див. 2.3 частини VII «Механічні установки»)
23	Документацію по програмувальних електронних системах згідно з вимогами 7.10 частини XV «Автоматизація» (за наявності)
¹ Для схвалення зварювальних матеріалів і технічних вимог щодо зварювання. Технологія процесу зварювання повинна містити дані по термообробці деталей на початку і в кінці зварювання, вимоги до зварювальних матеріалів, параметри і умови проведення зварювання. ² Для кожного циліндра, якщо розміри і виконання відрізняються. ³ Для порівняння з вимогами Регістру для матеріалів, методів неруйнівного контролю і гідравлічних випробувань, що застосовне. ⁴ Для усіх двигунів. ⁵ Тільки для двигунів з діаметром циліндра 200мм і більше або з об'ємом картера 0,6м ³ і більше. ⁶ Документація повинна містити дані по тиску, розміру трубопроводів і матеріалах. ⁷ Протокол випробувань може бути поданий по закінченню типових випробувань як найшвидше.	

Таблиця 1.2.3.1-3 Документація по двопаливних ДВЗ (ДПД), і двигунах, що працюють на газовому паливі (ГПД), яка подається для схвалення¹

1	2
1	Схема (або інша документація) газової системи двигуна
2	Схема системи газових трубопроводів (включаючи розташування труб з подвійною стінкою, при наявності)
3	Компоненти системи подачі газу (з зазначенням величин тиску, розмірів трубопроводів і матеріалів)
4	Розташування запобіжних клапанів картера двигуна, впускного ресивера, впускного колектору, при наявності
5	Перелік устаткування вибухозахищеного виконання. Вибухозахищене виконання повинне бути підтверджене свідоцтвом, виданим компетентною організацією.
6	Концепція безпеки ²
7	Звіт про аналіз ризиків ²
8	Специфікація газу ²
9	Схема (або інша рівноцінна документація) систем рідкого палива двигуна (основного і запального палива) ³
10	Креслення захисту паливних трубопроводів високого тиску запального палива в зборі ³
11	Креслення компонентів системи подачі запального палива високого тиску, включаючи паливні трубопроводи і форсунки (з зазначенням величин тиску, розмірів трубопроводів і матеріалів) ³
12	Схема і опис системи запалення палива ⁴
¹ з урахуванням особливостей конструкції двигуна Регістр може вимагати надання додаткової документації; ² представляється для інформації; ³ потрібно для ДПД; ³ потрібно для ГПД.	

1.2.4 Креслення деталей механізмів, перерахованих у табл. 1.2.4, але не зазначених у 1.2.3, підлягають погодженню із Регістром.

У процесі виготовлення всі ці деталі підпадають під нагляд Регістру на відповідність їх погодженій документації та вимогам частини XIII «Матеріали» та XIV «Зварювання».

Таблиця 1.2.4

№ з/п	Найменування	Матеріал	Підрозділ частини XIII «Матеріали»
1	2	3	4
1	Двигуни внутрішнього згорання		
1.1	Рама фундаментна, картер, стояк, корпус упорного підшипника, кришки рамових підшипників підвісних колінчастих валів	Чавун Сталь лита Сталь кована Сталь катана Сплав алюмінієвий	3.9, 3.10 3.8 3.7 3.2 5.2
1.2	Блок циліндрів, кришки циліндрів, корпуси клапанів	Чавун Сталь лита Сталь кована	3.9, 3.10 3.8 3.7

№ з/п	Найменування	Матеріал	Підрозділ частини XIII «Матеріали»
1	2	3	4
1.3	Втулки циліндрів та їхні деталі	Чавун Сталь лита Сталь кована	3.9, 3.10 3.8 3.7
1.4	Поршень	Чавун Сталь лита Сталь кована Сплав алюмінієвий	3.9, 3.10 3.8 3.7 5.2
1.5	Шток, крейцкопфи, пальці головних з'єднань	Сталь кована	3.7
1.6	Шатун з кришкою шатунного підшипника	Сталь кована Сталь лита	3.8 3.7
1.7	Колінчастий вал, вал упорний вмонтованого упорного підшипника	Сталь кована Сталь лита Чавун	3.7 3.8 3.9
1.8	Знімні муфти колінчастого вала	Сталь кована Сталь лита	3.7 3.8
1.9	Болти і шпильки крейцкопфів, рамових і шатунних підшипників, циліндрових кришок	Сталь кована	3.7
1.10	Анкерні в'язі	Сталь кована	3.7
1.11	Клапани впускні та випускні	Сталь кована	3.7
1.12	Болти з'єднувальні секцій колінчастих валів	Сталь кована	3.7
1.13	Нагнітач – вал і ротор, включаючи лопатки (турбонагнітачі та приводні компресори (включаючи повітродувки типу "Рут"), але не допоміжні повітродувки)	Сталь кована	3.7
1.14	Розподільний вал, шестерні приводу розподільного вала	Сталь кована	3.7
1.15	Регулятори частоти обертання, граничні вимикачі	–	–
1.16	Запобіжні клапани картера (для двигуна з діаметром циліндра більше 200мм)	–	–
1.17	Противаги, якщо вони не виготовлені заодно з колінчастим валом	Сталь кована Сталь лита Чавун	3.7 3.8 3.9
1.18	Підшипники рамові, шатунні, крейцкопфні	–	–
1.19	Паливні насоси високого тиску	–	–
1.20	Форсунки	–	–
1.21	Паливні трубки високого тиску	Сталь катана	3.4
2	Парові турбіни		
2.1	Корпуси турбін	Чавун Сталь лита Сталь катана	3.9, 3.10 3.8 3.3
2.2	Корпуси маневрових пристроїв, соплові коробки	Сталь лита	3.8
2.3	Ротори цільноковані, вали, диски	Сталь кована	3.7
2.4	Лопатки	Сталь кована Сталь лита	3.7 3.8
2.5	Бандажі, зв'язувальний дріт	–	–
2.6	Сопла, діафрагми	Чавун Сталь кована Сталь лита	3.9, 3.10 3.7 3.8
2.7	Ущільнення	–	–
2.8	Муфти з'єднувальні	Сталь кована Сталь лита	3.7 3.8
2.9	Болти для з'єднання деталей роторів, поверхонь рознімання корпусів турбін, з'єднувальних муфт	Сталь кована	3.7

№ з/п	Найменування	Матеріал	Підрозділ частини XIII «Матеріали»
1	2	3	4
3	Передачі, пружні і роз'єднувальні муфти		
3.1	Корпус	Сталь кована Сталь катана Сталь лита Чавун Сплав алюмінієвий	3.7 3.2 3.8 3.9, 3.10 5.2
3.2	Вали	Сталь кована	3.7
3.3	Шестерні, колеса, ободи зубчастих коліс	Сталь кована Сталь лита	3.7 3.8
3.4	Деталі муфт, що передають крутний момент:		
	.1 жорсткі деталі	Сталь катана Сталь кована Сталь лита Чавун Сплав алюмінієвий	3.2 3.7 3.8 3.9 5.1, 5.2
3.4	.2 пружні деталі	Гума, синтетичний матеріал Сталь пружинна	
3.5	Болти з'єднувальні	Сталь кована	3.7
4	Компресори і насоси поршневі		
4.1	Вал колінчастий	Сталь кована Сталь лита Чавун	3.7 3.8 3.9
4.2	Шток поршневий	Сталь кована	3.7
4.3	Шатун	Сталь кована Чавун Сплав алюмінієвий	3.7 3.9, 3.10 5.2
4.4	Поршень	Чавун Сталь лита Сталь кована Сплав мідний Сплав алюмінієвий	3.9, 3.10 3.8 3.7 4.1 5.2
4.5	Блок циліндрів, кришки циліндрів	Чавун Сталь лита	3.9, 3.10 3.8
4.6	Втулка циліндрова	Чавун	3.9, 3.10
5	Насоси відцентрові, вентилятори і повітрянагнітачі		
5.1	Вал	Сталь катана Сталь кована	3.2 3.7
5.2	Робоче колесо, крилатка	Сталь лита Сплав мідний Сплав алюмінієвий	3.8 4.1 5.2
5.3	Корпус	Чавун Сталь лита Сталь катана Сплав мідний Сплав алюмінієвий	3.9, 3.10 3.8 3.2 4.1 5.2
6	Рульові приводи		
6.1	Румпель головного і допоміжного приводів	Сталь кована Сталь лита	3.7 3.8
6.2	Сектор рульовий	Сталь лита	3.8
6.3	Повзун (ярмо балера)	Сталь кована	3.7
6.4	Поршні зі штоком	Сталь кована Сталь лита	3.7 3.8
6.5	Циліндри	Чавун Сталева труба Сталь лита	3.9, 3.10 3.4 3.8

№ з/п	Найменування	Матеріал	Підрозділ частини XIII «Матеріали»
1	2	3	4
6.6	Вал приводний	Сталь кована	3.7
6.7	Шестерні, зубчасті колеса, зубчасті вінці	Сталь кована Сталь лита Чавун	3.7 3.8 3.9
7	Брашпили, шпилі, швартовні і буксирні лебідки		
7.1	Вали приводні, проміжні, вантажні	Сталь кована	3.7
7.2	Шестерні, зубчасті колеса, зубчасті вінці	Сталь кована Сталь лита Чавун	3.7 3.8 3.9
7.3	Зірочки	Сталь лита Чавун	3.8 3.9, 3.10
7.4	Муфти вмикання кулачкові	Сталь кована Сталь лита	3.7 3.8
7.5	Стрічки гальм	Сталь катана	3.2
8	Приводи гідравлічні, насоси гвинтові, шестерінчасті, ротаційні		
8.1	Вал, гвинт, ротор	Сталь кована Сталь лита	3.7 3.8
8.1	Вал, гвинт, ротор	Сплав мідний	4.1
8.2	Шток	Сталь кована Сплав мідний	3.7 4.1
8.3	Поршень	Сталь кована Сталь лита	3.7 3.8
8.4	Корпус, циліндр, обойма гвинтового насоса	Сталь лита Чавун Сплав мідний	3.8 3.9, 3.10 4.1
8.5	Шестерні	Сталь кована Сталь лита Чавун Сплав мідний	3.7 3.8 3.9, 3.10 4.1
9	Сепаратори відцентрові палива і масла		
9.1	Вал барабана	Сталь кована	3.7
9.2	Корпус барабана, тарілки барабана	Сталь кована	3.7
9.3	Шестерні приводні	Сталь кована Сплав мідний	3.7 4.1
10	Газотурбінні двигуни		
10.1	Корпуси турбін і компресорів, діафрагми і корпуси камер згоряння	Сталь катана Сталь лита	3.3 3.8
10.2	Ротори і диски турбін	Сталь кована	3.7
10.3	Ротори і диски компресорів	Сталь кована	3.7
10.4	Лопатки	Сталь катана Сталь кована Сталь лита	3.3 3.7 3.8
10.5	Лопатки компресорів	Сталь кована Сталь лита	3.7 3.8
10.6	Бандажі і зв'язувальний дріт	—	—
10.7	Жарові труби камер згоряння	Сталь катана	3.3
10.8	Теплообмінні поверхні регенераторів	Сталь катана	3.3
10.9	Ущільнення	—	—
10.10	Фланці з'єднувальних муфт	Сталь кована Сталь лита	3.7 3.8
10.11	Болти з'єднувальних деталей роторів, поверхонь рознімання корпусів турбін і компресорів	Сталь кована	3.7

Примітка. Вибір матеріалів проводиться відповідно до вимог 1.6 з урахуванням 1.6.7.

1.2.5 Ротори, вали і диски парових турбін і газотурбінних двигунів, а також болти з'єднувальні корпусів турбін високого тиску підлягають при виготовленні ультразвуковому контролю.

Вали головних зубчастих передач при масі більше 100кг, шестерні, зубчасті колеса (ободи) при масі більше 250кг підлягають при виготовленні ультразвуковому контролю.

Деталі двигунів внутрішнього згоряння зі сталі також підлягають при виготовленні ультразвуковому контролю відповідно до вимоги табл. 1.2.5.

Ультразвуковий контроль проводиться відповідно до вимог **2.2.9.2** частини **XIII** «Матеріали».

Таблиця 1.2.5

№ з/п	Діаметр циліндра, мм	Порядковий номер деталі за табл. 1.2.4
1	До 400 включно	1.1, 1.2, 1.4, 1.6 і 1.7
2	Понад 400	1.1, 1.2, 1.4 – 1.7

1.2.6 Для двигунів внутрішнього згоряння, перерахованих у табл. 1.2.6, сталеві, ковані і литі деталі, включаючи їхні зварні з'єднання, повинні піддаватися у процесі виготовлення магнітопорошковому або капілярному контролю на відсутність поверхневих дефектів.

Зазначеному вище контролю повинні піддаватися також робочі лопатки головних і допоміжних турбін, напрямні лопатки головних турбін і лопатки турбін газотурбінних двигунів.

1.2.7 За наявності сумнівів у відсутності дефектів Регістр може вимагати проведення неруйнівного контролю інших деталей механізмів та їхніх зварних з'єднань.

Таблиця 1.2.6

№ з/п	Діаметр циліндра, мм	Порядковий номер деталі за табл. 1.2.4
1	До 400 включно	1.1, 1.5, 1.6
2	Понад 400	Усі деталі

1.3 ВИПРОБУВАННЯ ГІДРАВЛІЧНІ

1.3.1 Деталі механізмів, за винятком деталей двигунів внутрішнього згоряння, що працюють при надлишковому тиску, після остаточного механічного оброблення, до нанесення захисних покриттів повинні бути випробувані пробним гідравлічним тиском $p_{пр}$, визначеним за формулою

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

де:

p – робочий тиск, МПа;

k – коефіцієнт, прийнятий за табл. 1.3.1.

В усіх випадках величина пробного тиску повинна братися такою, що не нижче тиску, який встановлюється при повному відкритті запобіжного клапана, але не нижче 0,4 МПа для охолоджуваних порожнин деталей і різноманітного роду ущільнень і не нижче 0,2 МПа в інших випадках.

Таблиця 1.3.1

Матеріал	Характеристика	Робоча температура, °С, до									
		120	200	250	300	350	400	430	450	475	500
Сталь вуглецева	p , МПа	–	20	20	20	20	10	10	10	–	–
	k	0	0	1	3	5	8	11	17	–	–
Сталь молібденова і молібдено-хромиста з вмістом молібдену не менше 0,4 %	p , МПа	–	–	–	–	20	20	20	20	20	20
	k	0	0	0	0	0	1	2	3,5	6	11
Чавун	p , МПа	6	6	6	6	–	–	–	–	–	–
	k	0	2	3	4	–	–	–	–	–	–
Бронза, латунь і мідь	p , МПа	20	3	3	–	–	–	–	–	–	–
	k	0	3,5	7	–	–	–	–	–	–	–

Якщо температури або робочі тиски перевищують передбачені у табл. 1.3.1, пробний тиск повинний бути у кожному випадку схвалений Регістром.

1.3.2 Допускається випробування деталей і вузлів механізмів роздільно по порожнинах пробним тиском, призначеним відповідно до робочого тиску і температури в кожній порожнині.

1.3.3 Деталі ДВЗ повинні випробуватися відповідно до вимог табл. 2.2.2 Додатку 8 до розд. 5 «Механізми» частини 4 «Технічний нагляд за виготовленням виробів» ПТНП.

1.3.4 Деталі і вузли механізмів, заповнені нафтопродуктами або їхніми парами (корпуси редукторів, піддони тощо) під гідростатичним або атмосферним тиском, повинні піддаватися випробуванням на

маслонепроникність способом, схваленим Регістром. У зварних конструкціях випробуванню на маслонепроникність достатньо піддавати тільки зварні шви.

1.4 ВИПРОБУВАННЯ У ДІЇ

1.4.1 Кожний механізм після закінчення складання, регулювання та обкатування до встановлення на судно повинний бути випробуваний на стенді під навантаженням за програмою, схваленою Регістром. В окремих випадках за погодженням із Регістром випробування на стенді можуть бути замінені випробуваннями на судні.

1.4.2 Головні зразки механізмів повинні випробовуватися за програмою, що забезпечує перевірку надійності та тривалої працездатності окремих деталей, вузлів і механізмів у цілому.

1.5 ЗАГАЛЬНІ ТЕХНІЧНІ ВИМОГИ

1.5.1 Механізми, перераховані в 1.1, повинні зберігати працездатність в умовах навколишнього середовища, зазначених у 2.3 частини VII «Механічні установки».

1.5.2 Конструкція головних механізмів, призначених для використання на судах з одновальними установками, як правило, повинна передбачати можливість їхньої роботи в аварійних режимах на зниженій потужності при виході з ладу деталей, заміна яких у судових умовах неможлива або пов'язана з тривалою витратою часу.

1.5.3 Сталеві ковані, литі і зварені, а також чавунні деталі механізмів при виготовленні повинні піддаватися термічній обробці відповідно до вимог 3.7.4, 3.8.4, 3.9.4, 3.10.4 частини XIII «Матеріали» і 2.1.16 частини XIV «Зварювання».

1.5.4 Кріпильні деталі рухомих частин механізмів і пристроїв, а також кріпильні деталі, що знаходяться у важкодоступних місцях, повинні мати пристосування або відповідну конструкцію, що не допускають мимовільного їхнього ослаблення і віддачі.

1.5.5 Нагріті поверхні механізмів і обладнання повинні бути ізольовані відповідно до 4.6 частини VII «Механічні установки».

1.5.6 Деталі механізмів, які стикаються з середовищем, що викликає корозію, повинні бути виготовлені з антикорозійного матеріалу або мати стійкі проти корозії покриття. В охолоджуючих порожнинах механізмів і охолоджувачів, у яких циркулює морська вода, повинні бути встановлені протектори.

1.5.7 Системи дистанційного автоматизованого керування, у тому числі аварійно-попереджувальної сигналізації та захисту, повинні задовольняти вимоги частини XV «Автоматизація».

1.5.8 Системи і трубопроводи двигунів і механізмів повинні задовольняти відповідні вимоги частини VIII «Системи і трубопроводи».

1.5.9 Електрообладнання двигунів і механізмів повинно задовольняти відповідні вимоги частини XI «Електричне обладнання».

1.6 МАТЕРІАЛИ І ЗВАРЮВАННЯ

1.6.1 Матеріали, призначені для виготовлення деталей механізмів, повинні задовольняти вимоги відповідних підрозділів частини XIII «Матеріали», зазначених у стовпці 4 табл. 1.2.4.

Матеріали деталей, зазначених у табл. 1.2.4, можуть бути вибрані також за стандартами. Застосування матеріалів у цьому випадку підлягає погодженню із Регістром під час розгляду технічної документації.

1.6.2 Матеріали деталей, перерахованих у з/п. 2.1–2.4, 2.6, 3.2, 3.3, 3.4.1, 4.1, 6.1, 6.6, 7.1, 10.1÷10.5 табл. 1.2.4, підлягають огляду Регістру при виготовленні.

Матеріали деталей двигунів внутрішнього згоряння підлягають нагляду Регістру відповідно до Додатку 8 до розд. 5 «Механізми» частини 4 «Технічний нагляд за виготовленням виробів» ПТНП.

За розсудом Регістру може бути проведений огляд труб і арматури систем, працюючих під тиском, які входять до складу двигуна, при їхньому виготовленні.

1.6.3 При застосуванні для деталей механізмів легованої, у тому числі жароміцної, жаростійкої і високоміцної сталі або легованого чавуну Регістру повинні бути надані дані щодо хімічного складу, механічних і спеціальних властивостей, що підтверджують застосування їх за призначенням.

1.6.4 Для деталей парових турбін і газотурбінних двигунів, що працюють в умовах високих температур (400°C і вище), повинні бути проведені випробування матеріалу на розтяг при розрахунковій температурі, а у разі потреби Регістр може вимагати подання даних про границю тривалої міцності матеріалу при розрахунковій температурі.

1.6.5 Чавун із кулястим графітом допускається застосовувати до температури 300°C, сірий чавун – до 250°C.

1.6.6 При виготовленні деталей механізмів із застосуванням зварювання повинні виконуватися вимоги частини XIV «Зварювання».

1.6.7 В установках із ДВЗ, оснащених турбінами і передачами, застосування матеріалів інших ніж сталь, може бути допущене з урахуванням оцінки небезпеки виникнення пожежі при застосуванні таких компонентів.

Матеріали, інші ніж сталь, можуть застосовуватися для наступних компонентів:

.1 внутрішні трубопроводи, з яких неможливі протікання горючих рідин на поверхню механізмів або в машинні приміщення у випадку їхнього руйнування;

.2 компоненти, що зазнають при роботі механізмів влучення бризок горючих рідин тільки із внутрішньої сторони, такі як кришки механізмів, торцеві кришки розподільного вала і приводів клапана, кришки оглядових лючків і піддони (див. також **2.1.10** частини VIII «Системи і трубопроводи»);

.3 компоненти, навішені на механізми, які задовольняють вимогам випробувань на вогнестійкість відповідно до застосованих національних і міжнародних стандартів і зберігають при цьому механічні властивості, достатні для цілей їхнього застосування по призначенню (див. також **2.1.10** частини VIII «Системи і трубопроводи»).

2. ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

2.1 ЗАГАЛЬНІ ВКАЗІВКИ

2.1.1 Вимоги цього розділу поширюються на всі двигуни внутрішнього згорання потужністю 55кВт і вище.

Обсяг вимог на двигуни внутрішнього згорання потужністю менше 55кВт у кожному випадку може бути зменшений з урахуванням їхньої конструкції і призначення.

Регістром можуть бути пред'явлені додаткові вимоги щодо конструкції, обсягу нагляду та випробувань ДВЗ з електронними системами керування на ґрунті розроблених нормативно-методичних матеріалів, схвалених Регістром.

2.2 ЗАГАЛЬНІ ВИМОГИ

2.2.1 Додаткові вимоги до газових двигунів внутрішнього згорання наведені в розділі 9.

2.2.2 Двигуни, призначені для використання в суднових силових установках як головні, повинні також відповідати вимогам 2.1 частини VII «Механічні установки».

2.2.3 Нерівномірність частота обертання дизель-генераторів змінного струму, призначених для паралельної роботи, повинна бути такою, щоб амплітуда кутових коливань вала генератора була не більше $3,5^\circ/P$, де P – число пар полюсів генератора.

2.2.4 Крейцкопфні двигуни, продувальні порожнини яких пов'язані з циліндрами, повинні мати схвалену Регістром систему пожежогасіння, автономну від системи пожежогасіння машинного відділення (див. з/п. 19 табл. 3.1.2.1, частина VI «Протипожежний захист»).

Продувальні порожнини головних двигунів на судах без постійної вахти в машинних приміщеннях категорії А повинні бути обладнані системою своєчасного виявлення пожежі і подачі сигналу тривоги при виникненні пожежі (див. 4.2.3.1 частини VI «Протипожежний захист»).

2.2.5 Дизель-генератори, призначені для використання як аварійні, повинні мати автономні системи палива, охолодження і змащування.

Під автономністю систем охолодження необхідно розуміти їхню незалежність від обладнання, наведеного в підрозд. 4.3 частини VIII «Системи і трубопроводи».

2.2.6 Двигуни, які призначені для приводу аварійних генераторів, що також можуть бути застосовані як джерела електроенергії для неаварійних цілей (див. 9.4.2 частини XI «Електричне обладнання»), повинні бути обладнані паливними та масляними фільтрами, а також контрольно-вимірювальними приладами, сигналізацією і захисними пристроями, як це вимагається для приводних двигунів основних джерел електроенергії при безвахтовому обслуговуванні.

При цьому їхні витратні цистерни повинні мати сигналізацію нижнього рівня палива, який відповідає об'єму витратної паливної цистерни аварійного дизель-генератора (див. 13.8.5 частини VIII «Системи і трубопроводи»).

Крім того, такі двигуни повинні мати конструкцію і систему обслуговування, які гарантують їхню постійну готовність до використання як аварійних при знаходженні судна в морі.

2.2.7 Розрахункова потужність двигунів повинна визначатися за наступних умов:

- атмосферний тиск, кПа – 100;
- температура повітря, °C – +45;
- відносна вологість, % – 60;
- температура заборотної води, °C – 32.

Інші вимоги можуть бути визначені відповідно з 2.3.1 частини VII «Механічні установки».

2.2.8 У діапазоні частот обертання колінчастого вала двигуна $(0-1,2)n_p$, де n_p – розрахункова частота обертання, не повинно бути заборонених зон, обумовлених крутильними коливаннями. При цьому повинні виконуватися вимоги 8.8.3 ÷ 8.8.5 частини VII «Механічні установки».

2.2.9 Трубопроводи палива, мастила, арматура, фланцеві з'єднання, фільтри повинні бути екранованими або захищеними таким чином, щоб у випадку їх пошкодження виключалося потрапляння нафтопродуктів на гарячі поверхні (див. **4.6** частини VII «Механічні установки»).

2.2.10 У разі наявності вимог до використання спеціальних пристосувань відповідно до з/п. **22** табл. 1.2.3.1-1 (див. виноску «⁴»), вони повинні бути поставлені виробником.

Обслуговування двигунів повинне виконуватися згідно рекомендацій виробника.

2.2.11 Для двигунів із електронною системою керування, у яких основні процеси функціонування (подачі палива, газообміну, пуску та реверсу, змащення циліндрів) здійснюються за допомогою гідравлічних (пневматичних) систем, керування якими здійснюється програмувальними електронними пристроями за сигналами датчика кута повороту колінчастого вала, одинична відмова будь-якого елемента електронної системи керування не повинна приводити до втрати керованості або до мимовільної зупинки двигуна (див. виноску «⁵» табл. 1.2.3.1-1).

2.3 ОСТОВ

2.3.1 Площини з'єднань деталей остова, які утворюють картер двигуна, повинні бути щільними і непроникними для масла і газів, а також взаємно зафіксовані за допомогою каліброваних деталей.

2.3.2 В остові двигуна та сполучних з ним деталях повинні бути передбачені дренажні пристрої (стічні канавки, трубопроводи тощо), а також вжиті інші заходи для виключення можливості потрапляння палива і води у циркуляційне масло.

Позаоболонкові простори блоків повинні мати спускні пристрої, що забезпечують повне їхнє осушення.

2.3.3 Двигуни з циліндрами діаметром більше 300мм повинні бути обладнані пристроями для подачі сигналу про досягнення в циліндрі встановленого перевищення максимального тиску згоряння.

2.3.4 Захист двигуна від вибуху в картері.

2.3.4.1 Конструкція і знімні кришки картера повинні мати достатню міцність, щоб витримати тиск, який може виникнути при вибуху в картері, із врахуванням встановлення запобіжних клапанів згідно з **2.3.5**.

При цьому кришки картера повинні бути закріплені таким чином, щоб виключалася можливість їхнього зсуву при вибуху.

2.3.4.2 Окремі простори картеру, такі як приводний відсік розподільного вала і подібні до нього, повний об'єм яких перевищує 0,6м³, повинні бути обладнані додатковими запобіжними клапанами (з урахуванням **2.3.5.2** та **2.3.5.3**).

2.3.4.3 Продувальні камери, безпосередньо з'єднані з циліндрами, повинні бути також обладнані додатковими запобіжними клапанами.

2.3.4.4 Конструкція, устрій і розташування запобіжних клапанів повинні відповідати вимогам **2.3.5**.

2.3.4.5 Вентиляція картерів двигунів, а також застосування пристроїв, які можуть викликати приплив зовнішнього повітря в картер, не допускається, за винятком двигунів, що працюють на паливі двох видів (ДПД), де вентиляція картера повинна бути передбачена згідно з **9.5.2**.

2.3.4.5.1 Труби вентиляції картера, якщо вони передбачені, повинні мати за можливістю мінімальний діаметр для зведення до мінімуму прориву повітря після вибуху. При цьому кінці труб повинні бути обладнані полум'япереривальною арматурою і влаштовані таким чином, щоб виключалася можливість потрапляння води у двигун.

Повітряні труби повинні виводитися на відкриту палубу в місця, що виключають засмоктування парів у житлові і службові приміщення.

Для двигунів потужністю до 750кВт допускається здійснювати відсмоктування газів із картера за допомогою турбо- або повітрянагнітачів за умови встановлення надійних масловідокремлювачів, що виключають потрапляння у двигун масла з газом, що відсмоктується.

2.3.4.5.2 Якщо передбачений примусовий добір газової атмосфери із картера (наприклад, для ви-явлення у ньому диму), то вакуум у ньому не повинний перевищувати 250Па.

2.3.4.5.3 Для запобігання розповсюдження полум'я після вибуху, об'єднання повітряних і стічних масляних труб із картерів двох і більше двигунів не допускається.

2.3.4.6 Труби зливання мастила із маслозбірника двигуна в цистерну стічного мастила повинні бути зануреними із їхніх обох вихідних кінців.

Стічні отвори картера повинні мати решітки або сітки, що запобігають потраплянню у стічний трубопровід сторонніх предметів.

Зазначена вимога поширюється також і на двигуни із сухим картером.

2.3.4.7 На пульті керування двигуном або, краще, на кришках картера з кожної сторони двигуна повинні бути попереджувальні написи, що забороняють у випадку передбачуваного перегріву усередині картеру відкривати кришки картеру чи оглядові лючки протягом часу, достатнього для необхідного охолодження після зупинки двигуна.

2.3.4.8 Прилади виявлення і сигналізації масляного туману в картері двигуна (або система контролю температури підшипників двигуна чи який-небудь інший еквівалентний пристрій) вимагаються:

.1 для сигналізації і зниження навантаження для мало обертових двигунів потужністю 2250 кВт і більше або з діаметром циліндру більше 300мм (див. також табл. 4.2.10-1 частини XV «Автоматизація»);

.2 для сигналізації і автоматичної зупинки двигуна для середньо- та високообертових двигунів потужністю 2250кВт і більше або з діаметром циліндру більше 300 мм (див. також табл. 4.2.10-2, 4.4.6-2 частини XV «Автоматизація»);

Прилади виявлення і сигналізації масляного туману в картері двигуна повинні бути схваленого Регістром типу та відповідати вимогам **2.3.4.9** і **2.3.4.20**.

Система контролю температури підшипників двигуна або інші еквівалентні пристрої, які використовуються для запобігання вибуху в катері, повинні бути схваленого Регістром типу для підтвердження виконання зазначених вимог.

Примітка. 1. Стосовно вимог, зазначених в **2.3.4.8.1** та **2.3.4.8.2**, прийняті наступні визначення:

Малообертові двигуни — двигуни з розрахунковою частотою обертання колінчастого вала $n_p < 300$ об/хв.

Середньообертові двигуни — двигуни з розрахунковою частотою обертання колінчастого вала ($300 \leq n_p < 1400$) об/хв.

Високообертові двигуни — двигуни з розрахунковою частотою обертання колінчастого вала $n_p \geq 1400$ об/хв.

2. Для високообертових двигунів під еквівалентним пристроєм необхідно розуміти низку конструктивних заходів, які виключають можливість вибухів у картері двигуна.

2.3.4.9 Прилади виявлення і сигналізації масляного туману в картері двигуна повинні установлюватися відповідно з інструкціями/рекомендаціями по їхньому установленню як виробника двигуна, так і виробника цих приладів.

Інструкція повинна містити наступну інформацію:

.1 схему системи виявлення і сигналізації масляного туману в картері двигуна з зазначенням місць добору проб із картера, а також розташування труб або кабелів, які ведуть до датчика, з указівкою діаметру труб;

.2 аналіз, який підтверджує, що вибір місць добору проб і норми добору ураховують устрій і геометрію картеру, а також прогнозовану атмосферу у місцях, де може накопичуватися масляний туман;

.3 керівництво виробника з обслуговування і перевірок (випробуваннях);

.4 відомості про типові або експлуатаційні випробування двигуна разом з системою захисту двигуна, яка включає прилади виявлення і сигналізації масляного туману в картері схваленого типу.

2.3.4.10 Двигун, установлений на судні, повинний бути забезпечений Керівництвом з обслуговування і перевірок (випробуваннях) приладів виявлення і сигналізації масляного туману в картері згідно з **2.3.4.9**.

Керівництво повинне бути розроблене виробником приладів.

2.3.4.11 Повинна бути забезпечена можливість отримання даних про виявлення масляного туману в картері двигуна і параметрах сигналізації із безпечного віддаленого від двигуна місця.

2.3.4.12 Кожний двигун, установлений на судні, повинний бути обладнаний власними незалежними приладами виявлення і сигналізації масляного туману в картері.

2.3.4.13 Системи виявлення і сигналізації масляного туману в картері двигуна повинні випробовуватися по схваленій Регістром програмі як на випробному стенді, так і на судні, як на зупиненому двигуні, так і при його роботі в нормальному експлуатаційному режимі.

2.3.4.14 Параметри аварійної сигналізації і відключення систем виявлення і сигналізації масляного туману в картері двигуна повинні прийматися відповідно з вимогами частини XV «Автоматизація».

2.3.4.15 Прилади виявлення і сигналізації масляного туману в картері двигуна повинні мати сигналізацію щодо передбачуваних функціональних відмов схеми і елементів системи.

2.3.4.16 Система виявлення і сигналізації масляного туману в картері двигуна повинна забезпечувати сигналізацію, яка вказує на часткове помутніння лінз, що використовуються в обладнанні для визначення концентрації масляного туману, яке може впливати на надійність індикації показників і сигналізації.

2.3.4.17 Якщо прилади виявлення і сигналізації масляного туману в картері двигуна застосовують програмувальні електронні системи, їхній устрій повинний відповідати вимогам підрозд. 7.10 «Програмувальні електронні системи» частини XV «Автоматизація».

2.3.4.18 Схеми устрою і розташування приладів виявлення і сигналізації масляного туману в картері двигуна повинні бути схвалені Регістром.

2.3.4.19 Прилади разом з датчиками повинні бути випробувані на випробному стенді і на судні для демонстрації функціонування системи виявлення і сигналізації масляного туману в картері.

Обладнання для випробування повинне бути схвалене Регістром.

2.3.4.20 Якщо передбачені послідовні прилади виявлення і сигналізації концентрації масляного туману в картері, інтервали і час добору проб повинні бути короткими наскільки це практично можливо.

2.3.4.21 Якщо для запобігання підвищенню концентрації масляного туману, що може призвести до вибуху в картері двигуна, застосовуються альтернативні методи, вони повинні бути погоджені з Регістром з наданням технічного обґрунтування.

У цьому випадку на розгляд додатково до вимог **1.2.3.1.19** повинна бути надана документація, яка містить наступну докладну інформацію:

- .1** тип, потужність, частота обертання, діаметр циліндра та хід поршня, також об'єм картеру двигуна;
- .2** опис пристроїв, що запобігають створенню умов вибуху в картері (наприклад, контроль за: температурою підшипників; температурою мастила, яке розбризкується в картері; тиском газів у картері; станом пристроїв рециркуляції);
- .3** документальне підтвердження того, що пристрій є ефективним засобом попередження утворення умов потенційної загрози вибуху, а також відомості про досвід експлуатації;
- .4** інструкції по технічному обслуговуванню, експлуатації та перевіркам (випробуванням).

2.3.4.22 Якщо передбачається використання інертного газу для уведення в картер з метою зведення до мінімального рівня умов утворення потенційної загрози вибуху, на розгляд Регістру повинна бути також надана відповідна документація із докладним описом системи.

2.3.5 Запобіжні клапани картерів двигунів.

2.3.5.1 Двигуни із діаметром циліндра 200мм більше, або якщо їхній картер має об'єм 0,6м³ та більше повинні бути обладнані запобіжними клапанами з урахуванням вимог **2.3.4.2**, **2.3.5.2**, і **2.3.5.13** наступним чином:

- .1** на двигуни із діаметром циліндра до 250мм включно необхідне встановлення одного запобіжного клапана на кожному кінці картера; при цьому, якщо ці двигуни мають більше 8 кривошипів, необхідно встановлювати додатково запобіжний клапан у середній частині картера;

.2 двигун із діаметром циліндрів більше 250мм, але таким, що не перевищує 300мм включно, повинні мати як мінімум по одному запобіжному клапану на картері через кожний один кривошип.

В усіх випадках таких клапанів повинно бути встановлено на картері не менше двох;

.3 у двигунів із діаметром циліндрів, що перевищує 300мм потрібне встановлення на картері одного запобіжного клапана проти кожного кривошипу колінчастого вала.

2.3.5.2 Прохідний переріз кожного запобіжного клапана повинний бути не менше 45см².

2.3.5.3 Сумарний прохідний переріз клапанів, установлених на двигуні, повинний складати не менше 115см² на кубічний метр загального об'єму картеру.

При підрахунку загального об'єму картеру із нього може бути виключений об'єм нерухомих частин, проте в загальний об'єм повинні бути включені деталі, що здійснюють обертальний та зворотно - поступальний рух.

2.3.5.4 Запобіжні клапани картерів повинні бути обладнані легкими підпружиненими дисками або іншими швидкодіючими і самозапірними пристроями для скидання тиску в картері у випадку вибуху і запобігання наступного прориву повітря.

2.3.5.5 Диски клапанів повинні бути виготовлені із пластичного матеріалу, здатного витримати удар при зіткненні з обмежниками у повністю відкритому стані.

2.3.5.6 Конструкція клапанів повинна забезпечувати моментальне їхнє відкривання і повне відкриття клапанів при перевищенні тиску в картері не більше ніж на 0,02МПа.

2.3.5.7 Клапани повинні бути обладнані полум'ягасниками, які забезпечують скидання тиску в картері і запобігають викиду полум'я при вибуху в картері.

2.3.5.8 Запобіжні клапани картерів повинні бути схваленого Регістром типу і випробувані з використанням обладнання, яке враховує їхнє установаження на двигуні.

2.3.5.9 Якщо запобіжні клапани обладнані пристроями для екранування викидів при вибуху в картері, при типових випробуваннях клапана повинна бути виконана перевірка, яка показує, що екранування не знижує ефективність роботи клапана.

2.3.5.10 В комплекті поставки запобіжних клапанів картера повинна бути копія Керівництва по установаженню і обслуговуванню, відповідного розміру і типу клапана, призначеного для установаження на конкретному двигуні, яка містить наступну інформацію:

.1 опис клапана із зазначенням функціональних і конструктивних обмежень;

.2 копію Сертифіката/Свідоцтва про типове схвалення/випробування;

.3 інструкцію по установаженню;

.4 інструкцію по обслуговуванню і експлуатації, включаючи перевірку і заміну ущільнювальних пристроїв;

.5 дії, які повинні бути виконані після вибуху в картері.

Керівництво повинне бути розроблене виробником приладів.

2.3.5.11 Копія Керівництва, зазначеного в **2.3.5.10**, повинна знаходитися разом з клапаном після його установаження на судні (див. також **5.2.3.3.2** частини 4 «Технічний нагляд за виготовленням виробів» ПТНП).

2.3.5.12 На схвалення Регістру, на додаток до **1.2.3.1.19**, повинна бути надана документація по конструкції та устрою запобіжних клапанів.

2.3.5.13 Клапани повинні мати маркування з указівкою наступного:

- назва і адреса виробника;
- позначення та розмір;
- дата виготовлення;
- задане положення для установаження на двигун.

2.4 КОЛІНЧАСТИЙ ВАЛ

2.4.1 Викладений нижче спосіб перевірного розрахунку поширюється на сталеві ковани або литі (суцільні або напівскладені) колінчасті вали судових дизелів з однорядним і V-подібним розташуванням циліндрів з одним кривошипом між двома рамовими підшипниками.

Чавунні вали можуть бути допущені за погодженням із Регістром за умови надання розрахунків, що враховують застосовні вимоги Додатків III, V, VI до розд. 2 і експериментальних даних, отриманих відповідно вимог Додатка IV до розд. 2. При цьому прийняті коефіцієнти запасу міцності повинні бути обґрунтовані.

2.4.2 Виходи змащувальних отворів у шатунних або рамових шийках колінчастого вала повинні мати таку форму, щоб у районі змащувальних отворів запас щодо границі витривалості був не менше ніж для галтелей.

За вимогою Регістру виробник двигунів повинний надати документацію для обґрунтування прийнятої ним конструкції змащувальних отворів.

2.4.3 Для розрахунку колінчастих валів повинні бути надані документи і дані, перераховані нижче:

- креслення колінчастого вала, що містить усі розміри, необхідні згідно з цим підрозділом;
- позначення типу двигуна і його конструктивне виконання (рядне або V-подібне розташування циліндрів, шатуни з вилчастою головкою або з причіпним шатуном);
- тактність і спосіб сумішоутворення (безпосереднє упорскування, передкамера тощо);
- число циліндрів;
- розрахункова потужність, кВт;
- розрахункова частота обертання двигуна, хв^{-1} ;
- напрямок обертання (див. рис.2.4.3-1);
- порядок спалахів з проміжками між ними і, якщо необхідно, кут розвалу блока циліндрів α_v , град (див. рис. 2.4.3-1),
- діаметр циліндрів, мм;
- довжина ходу поршня, мм;
- максимальний тиск згоряння $P_{\max}$, МПа;
- тиск продувального повітря перед впускними клапанами або продувальними вікнами залежно від того, що застосовне, МПа;
- розрахунковий ступінь стискання;
- довжина шатуна L_H , мм;
- обертова маса кривошипно-шатунного механізму циліндра, кг (для V-подібних двигунів, якщо необхідно, маса кривошипно-шатунного механізму, із головним і причіпним шатуном або з вильчастим і внутрішнім шатуном);

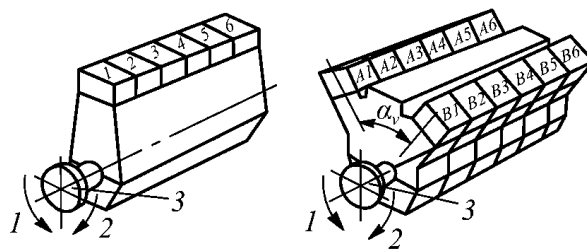


Рис.2.4.3-1. Напрямок обертання колінчастого вала:

1 – проти годинної стрілки; 2 – за годинниковою стрілкою; 3 – фланець приводного вала

- крива тиску газів від функції кута повороту кривошипа, задана у числовій формі через рівні кути не більше ніж 5° (для V-подібних двигунів кут розвалу циліндрів повинний бути кратний цьому куту);
- величини вигинальних моментів, перерізуючих сил, крутних моментів (див. 2.4.4.2, 2.4.5.1);
- відомості про матеріал:
- позначення матеріалу (відповідно до стандартів тощо);
- хімічний склад;
- тимчасовий опір R_m , МПа;
- границя плинності R_{eH} , МПа;
- відносне звуження Z , %;
- відносне подовження A_5 , %;
- робота удару KV , Дж;
- спосіб плавлення матеріалу (кисневий конвертер, мартенівська піч, електропіч тощо);
- вид кування (вільне кування, безупинне кування, гаряче випресування, об'ємне штампування тощо з описом процесу);
- термічна обробка;
- поверхнева обробка галтелей рамових і шатунних шийок (індукційне гартування, полум'яне гартування, азотування, обкатування, дробоструменева обробка тощо з описом процесу гартування) див. Додатка V до розд. 2;
- поверхнева твердість HV;
- глибина зміцненого шару, мм;
- протяжність поверхневого зміцнення.

Для двигунів із причіпним шатуном (див. рис. 2.4.3-2) додатково необхідно подати:

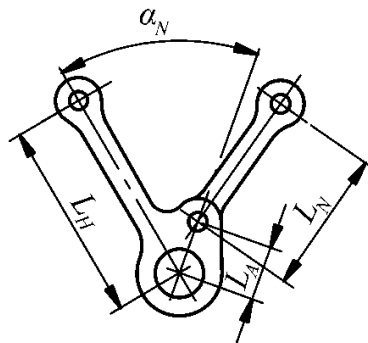


Рис.2.4.3-2. Причіпний шатун

- відстань до точки приєднання причіпного шатуна L_A , мм;
- кут приєднання α_N , град;
- довжина шатуна L_H , мм;
- довжина причіпного шатуна L_N , мм.

2.4.4 Розрахунок перемінних напружень, що виникають у результаті впливу вигинальних моментів і перерізуючих сил.

2.4.4.1 Допущення.

Розрахунок повинний ґрунтуватися на статично визначеній схемі, так, щоб розглядалося тільки одне коліно, шийки якого опираються на центри рамових підшипників і яке піддається впливу газів і сил інерції (див. рис. 2.4.4.1-1 і 2.4.4.1-2).

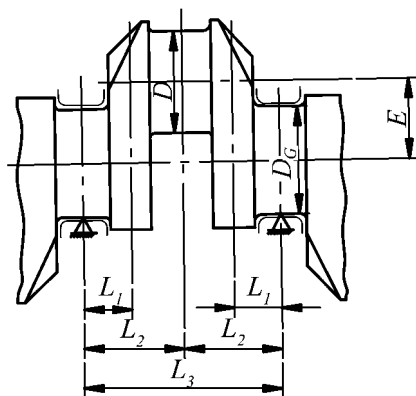


Рис.2.4.4.1-1. Кривошип рядного двигуна

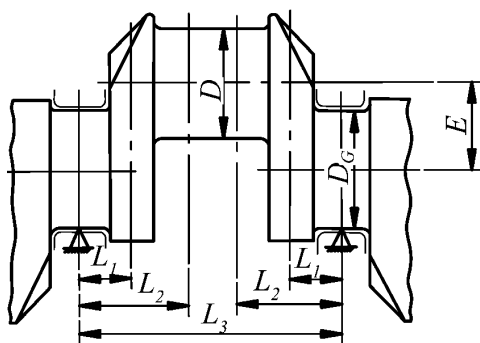


Рис.2.4.4.1-2. Кривошип двигуна з двома шатунами

Як номінальний вигинальний момент береться момент із плечем вигину (відрізок L_1 для галтелей і L_2 для мастильного отвору, для напівскладених валів із піднутренням галтелі шатунної шийки, що перевищує розмір радіусу цієї галтелі, відрізок L_1 призначається як указано на рис. 2.4.6.1-2) від радіальної складової зусилля, яке передається шатуном.

Для коліна з двома шатунами, що діють на одну шатунну шийку, як номінальний вигинальний момент береться момент, отриманий векторним додаванням двох моментів.

Номінальні перемінні напруження, що виникають під впливом вигинальних моментів і перерізуючих сил, необхідно відносити до площі поперечного перерізу щокі колінчастого вала у середині перекриття шийок (див. рис. 2.4.6.1-1) або такого, що проходить через центр радіусу закруглення галтелі шатунної шийки для шийок, що не перекриваються (див. рис. 2.4.6.1-2).

2.4.4.2 Розрахунок номінальних перемінних вигинальних і перерізуючих напружень.

На ґрунті розрахунку радіальних сил, що впливають на коліно у результаті дії газів і сил інерції, Регістру подаються величини максимального і мінімального вигинальних моментів $M_{B \max}$, $M_{BO \max}$, $M_{B \min}$ і $M_{BO \min}$, а також максимальної і мінімальної перерізуючих сил $Q_{\max}$ і $Q_{\min}$.

За погодженням із Регістром може надаватися спрощений розрахунок радіальних сил.

Номінальний перемінний вигинальний момент у галтелях M_{BN} , Н·м, визначається за формулою

$$M_{BN} = \pm \frac{1}{2} (M_{B \max} - M_{B \min}). \quad (2.4.4.2-1)$$

Номінальне перемінне напруження вигину у галтелях σ_{BN} , МПа, визначається за формулою

$$\sigma_{BN} = \pm \frac{M_{BN}}{W_{eq}} K_e \cdot 10^3, \quad (2.4.4.2-2)$$

де:

W_{eq} – момент опору площі поперечного перерізу щокі, мм³, $W_{eq} = BW^2/6$;

K_e – коефіцієнт, що дорівнює 0,8 для двотактних двигунів і 1,0 для чотиритактних двигунів.

В і М - див. 2.4.6.

Номинальне перемінне перерізує напруження в галтелях σ_{QN} , МПа, визначається за формулою;

$$\sigma_{QN} = \pm \frac{Q_N}{F} K, \quad (2.4.4.2-3)$$

де:

Q_N – номінальна перемінна перерізує сила, Н, $Q_N = \pm 0,5(Q_{\max} - Q_{\min})$;

F – площа поперечного перерізу щоки, мм², $F = BW$.

Номинальне перемінне напруження вигину на краю мастильного отвору у шатунній шийці σ_{BON} , МПа, визначається за формулою;

$$\sigma_{BON} = \pm \frac{M_{BON}}{W_e} 10^3, \quad (2.4.4.2.4)$$

де:

M_{BON} – номінальний перемінний вигинальний момент на краю мастильного отвору, Н·м;

$M_{BON} = \pm 0,5(M_{BO \max} - M_{BO \min})$;

M_{BO} – векторна сума перемінних згинальних моментів M_{BTO} і M_{BRO} від тангенціальної та радіальної сили, відповідно, Н·м;

$M_{BO} = (M_{BTO} \cos \psi + M_{BRO} \sin \psi)$;

ψ – кут між мастильним отвором і горизонталлю, заміряний у напрямку обертання колінчастого вала (див. рис. 2.4.4.2), град;

W_e – осьовий момент опору площі поперечного перерізу шатунної шийки, мм³,

$W_e = (\pi/32)[(D^4 - D_{BH}^4)/D]$

D і D_{BH} – див. 2.4.6;

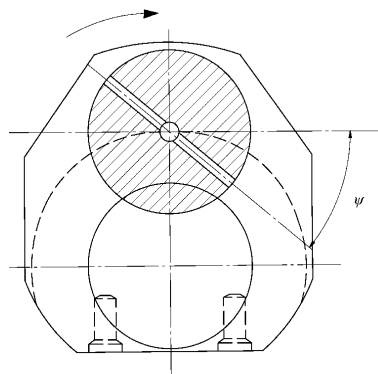


Рис. 2.4.4.2. Переріз шатунної шийки у місці розташування мастильного отвору

2.4.4.3 Розрахунок перемінних вигинальних напружень у галтелях.

Перемінне вигинальне напруження у галтелі шатунної шийки σ_{BH} , МПа, визначається за формулою:

$$\sigma_{BH} = \pm (\alpha_B \sigma_{BN}), \quad (2.4.4.3-1)$$

де: α_B – коефіцієнт концентрації напруження вигину в галтелі шатунної шийки (визначення величини див. 2.4.6).

Перемінне вигинальне напруження σ_{BG} , МПа, у галтелі рамової шийки визначається за формулою:

$$\sigma_{BG} = \pm (\beta_B \sigma_{BN} + \beta_Q \sigma_{QN}), \quad (2.4.4.3-2)$$

де:

β_B – коефіцієнт концентрації напруження вигину в галтелі рамової шийки (визначення величини див. 2.4.6);

β_Q – коефіцієнт концентрації напруження при перерізуєчому зусиллі (визначення величини – див. 2.4.6).

2.4.4.4 Розрахунок перемінних вигинальних напружень на краю мастильного отвору.

Перемінне вигинальне напруження на краю мастильного отвору σ_{BO} , МПа, визначається за формулою:

$$\sigma_{BO} = \pm(\gamma_B \sigma_{BON}). \quad (2.4.4.4)$$

де: γ_B – коефіцієнт концентрації напруження вигину на краю мастильного отвору (визначення величини див. 2.4.6).

2.4.5 Розрахунок перемінних напружень крутіння.

2.4.5.1 Розрахунок номінальних перемінних напружень крутіння.

Розрахунок номінальних перемінних напружень крутіння повинний проводитися виробником двигунів з урахуванням зазначеного нижче. При цьому граничні значення крутного моменту, отримані на підставі таких розрахунків, повинні бути надані Регістру.

Для кожного коліна і для всього діапазону швидкості обертання необхідно враховувати максимальні і мінімальні перемінні крутні моменти шляхом підсумовування гармонік змушених коливань від 1 до 16-го порядку включно для двигунів із двотактним циклом і від 0,5 до 12-го порядку включно для двигунів із чотиритактним циклом із поправкою на демпфірування, що існує в системі, і на несприятливі умови (з одним непрацюючим циліндром).

Діапазони швидкості обертання необхідно вибирати так, щоб перехідну характеристику можна було зафіксувати з достатньою точністю.

Номінальне перемінне напруження крутіння τ_N , МПа, у шатунній або рамовій шийці визначається за формулою

$$\tau_N = \pm \frac{M_T}{W_p} \cdot 10^3, \quad (2.4.5.1)$$

де: M_T – номінальний перемінний крутний момент, Н·м, що визначається за формулою

$$M_T = \pm \frac{1}{2} (M_{T_{\max}} - M_{T_{\min}});$$

де:

$M_{T_{\max}}, M_{T_{\min}}$ – граничні величини крутного моменту з урахуванням його середньої величини, Н·м;

W_p – полярний момент опору площі поперечного перерізу шатунної або рамової шийки, мм³, що визначається за формулами:

$$W_p = \frac{\pi}{16} \left(\frac{D^4 - D_{BH}^4}{D} \right), \quad W_p = \frac{\pi}{16} \left(\frac{D_G^4 - D_{BG}^4}{D_G} \right),$$

D, D_{BH} і D_{BG} – див. 2.4.6.

2.4.5.2 Розрахунок перемінних напружень крутіння у галтелях.

Перемінне напруження крутіння τ_H , МПа, у галтелі шатунної шийки визначається за формулою:

$$\tau_H = \pm(\alpha_\tau \tau_N), \quad (2.4.5.2-1)$$

де: α_τ – коефіцієнт концентрації напруження крутіння в галтелі шатунної шийки (визначення величини див. 2.4.6).

Перемінне напруження крутіння τ_G , МПа, у галтелі рамової шийки визначається за формулою:

$$\tau_G = \pm(\beta_\tau \tau_N), \quad (2.4.5.2-2)$$

де:

β_τ – коефіцієнт концентрації напруження крутіння у галтелі рамової шийки (визначення величини див. 2.4.6).

2.4.5.3 Розрахунок перемінних напружень крутіння на краю мастильного отвору.

Перемінне напруження крутіння на краю мастильного отвору σ_{TO} , МПа, визначається за формулою:

$$\sigma_{TO} = \pm(\gamma_T \tau_N), \quad (2.4.5.3)$$

де:

γ_T – коефіцієнт концентрації напруження крутіння на краю мастильного отвору (визначення величини див. 2.4.6).

2.4.6 Розрахунок коефіцієнтів концентрації напружень.

2.4.6.1 Якщо неможливо одержати коефіцієнти концентрації напружень експериментально, їхні значення можуть бути отримані за допомогою формул відповідно до 2.4.6.2, 2.4.6.3 і 2.4.6.4, які застосовуються тільки до галтелей суцільнокованих колінчастих валів і галтелей шатунних шийок напівскладених валів.

Усі розміри кривошипа, необхідні для розрахунку коефіцієнтів концентрації напружень, наведені на рис. 2.4.6.1-1 і рис. 2.4.6.1-2.

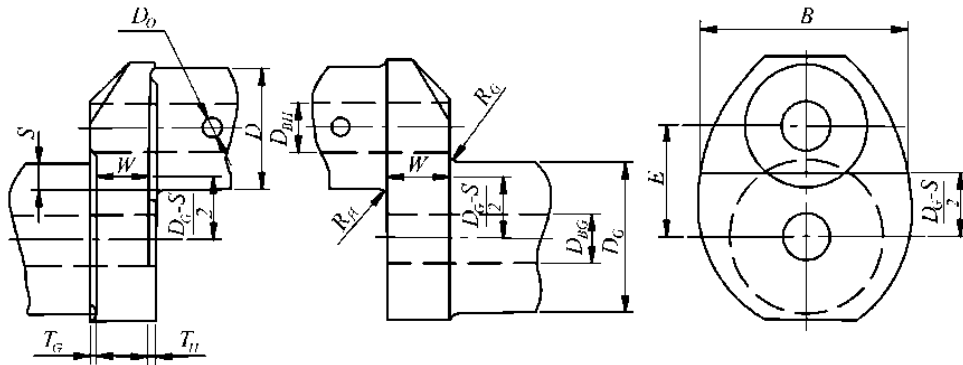


Рис.2.4.6.1-1 Розміри кривошипа, необхідні для розрахунку коефіцієнтів концентрації напружень:

D – діаметр шатунної шийки, мм; D_{BH} – діаметр отвору у шатунній шийці, мм; R_H – радіус галтелі шатунної шийки, мм; T_H – піднутрення галтелі шатунної шийки, мм; D_G – діаметр рамової шийки, мм; D_{BG} – діаметр отвору у рамовій шийці, мм; D_O – діаметр мастильного отвору у шатунній шийці, мм; R_G – радіус галтелі рамової шийки, мм; T_G – піднутрення галтелі рамової шийки, мм; E – відстань між осями шийок, мм; S – перекриття шийок, мм; $S = (D - D_G)/2 - E$; W, B – товщина і ширина щоки, мм.

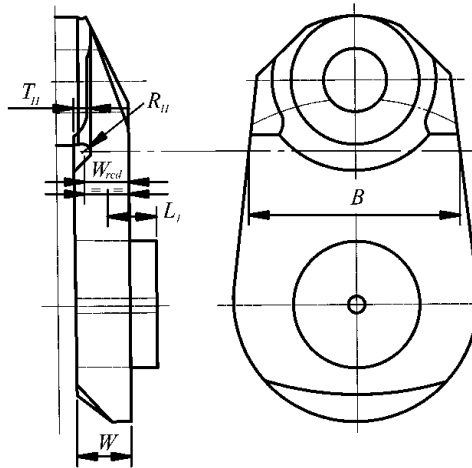


Рис.2.4.6.1-2 Розміри кривошипа колінчастого вала без перекриття шийок, необхідні для розрахунку коефіцієнтів концентрації напружень якщо $T_H > R_H$:

W_{red} – розрахункова товщина щоки, мм; $W_{red} = W_{red} - T_H + R_H$.

Для розрахунку коефіцієнтів концентрації напружень для галтелей шатунних і рамових шийок і для краю мастильного отвору шатунних шийок необхідно застосовувати наведені нижче спів-відношення:

$$s = S/D \text{ якщо } s \leq 0,5;$$

$$w = W/D \text{ якщо } 0,2 \leq w \leq 0,8 \text{ і } T_H \leq R_H;$$

$$w = W_{red}/D \text{ якщо } 0,2 \leq w \leq 0,8 \text{ і } T_H > R_H;$$

$$b = B/D \text{ якщо } 1,1 \leq b \leq 2,2;$$

$$d_G = D_{BG}/D \text{ якщо } 0 \leq d_G \leq 0,8;$$

$$d_H = D_{BH}/D \text{ якщо } 0 \leq d_H \leq 0,8;$$

$$d_O = D_O/D \text{ якщо } 0 \leq d_O \leq 0,2;$$

$$t_H = T_H/D; \quad t_G = T_G/D;$$

- для галтелей шатунних шийок $r = R_H/D$ якщо $0,03 \leq r \leq 0,13$;

- для галтелей рамових шийок $r = R_G/D$ якщо $0,03 \leq r \leq 0,13$.

Коефіцієнт f_i , що дозволяє враховувати вплив піднутрення у галтелях, при значеннях $f_i < 1$ не застосовується ($f_i = 1$).

Коефіцієнти $f(s, w)$ і $f(r, s)$ при відносному перекритті шийок $s < -0,5$ визначаються шляхом застосування значення $s = -0,5$.

Альтернативний метод розрахунку коефіцієнтів концентрації напружень з використанням методу кінцевих елементів повинний бути погоджений з Регістром (див. Додатки III і VI до розд. 2).

2.4.6.2 Галтель шатунної шийки (див. Додаток I до розд. 2).

Коефіцієнт концентрації напруження вигину α_B визначається за формулою

$$\alpha_B = 2,6914 f(s, w) f(w) f(b) f(r) f(d_G) f(d_H) f_t, \quad (2.4.6.2-1)$$

де:

$$f(s, w) = -4,1883 + 29,2004w - 77,5925w^2 + 91,9454w^3 - 40,0416w^4 + (1-s)(9,5440 - 58,3480w + 159,3415w^2 - 192,5846w^3 + 85,2916w^4) + (1-s)^2(-3,8399 + 25,0444w - 70,5571w^2 + 87,0328w^3 - 39,1832w^4);$$

$$f(w) = 2,1790w^{0,7171};$$

$$f(b) = 0,6840 - 0,0077b + 0,1473b^2;$$

$$f(r) = 0,2081r^{(-0,5231)};$$

$$f(d_G) = 0,9993 + 0,27d_G - 1,0211 d_G^2 + 0,5306 d_G^3;$$

$$f_t = 1 + (t_H + t_G)(1,8 + 3,2s).$$

$$f(d_H) = 0,9978 + 0,3145d_H - 1,5241 d_H^2 + 2,4147 d_H^3;$$

Коефіцієнт концентрації напруження крутіння визначається за формулою

$$\alpha_T = 0,8 f(r, s) f(b) f(w), \quad (2.4.6.2-2)$$

де:

$$f(r, s) = r^{(-0,332 + 0,1015(1-s))},$$

$$f(b) = 7,8955 - 10,654b + 5,3482b^2 - 0,857b^3,$$

$$f(w) = w^{(-0,145)}.$$

2.4.6.3 Галтель рамової шийки (див. Додаток I до розд. 2).

Коефіцієнт концентрації напруження вигину β_B визначається за формулою:

$$\beta_B = 2,7146 f_B(s, w) f_B(w) f_B(b) f_B(r) \times f_B(D_G) f_B(d_H) f_t, \quad (2.4.6.3-1)$$

де:

$$f_B(s, w) = -1,7625 + 2,9821w - 1,5276w^2 + (1-s)(5,1169 - 5,8089w + 3,1391w^2) + (1-s)^2(-2,1567 + 2,3297w - 1,2952w^2),$$

$$f_B(w) = 2,2422w^{0,7548},$$

$$f_B(b) = 0,5616 + 0,1197b + 0,1176b^2,$$

$$f_B(r) = 0,1908r^{(-0,5568)},$$

$$f_B(d_G) = 1,0012 - 0,6441d_G + 1,2265 d_G^2,$$

$$f_B(d_H) = 1,0012 - 0,1903d_H + 0,0073 d_H^2,$$

$$f_i = 1 + (t_H + t_G)(1,8 + 3,2s).$$

Коефіцієнт концентрації напруження зрізу β_Q визначається за формулою

$$\beta_Q = 3,0128 f_Q(s) f_Q(w) f_Q(b) f_Q(r) f_Q(d_H) f_i, \quad (2.4.6.3-2)$$

де:

$$f_Q(s) = 0,4368 + 2,1630(1-s) - 1,5212 \times (1-s)^2,$$

$$f_Q(w) = w/(0,0637 + 0,9369w),$$

$$f_Q(b) = -0,5 + b,$$

$$f_Q(r) = 0,5331 r^{(-0,2038)},$$

$$f_Q(d_H) = 0,9937 - 1,1949 d_H + 1,7373 d_H^2,$$

$$f_i = 1 + (t_H + t_G)(1,8 + 3,2s).$$

Коефіцієнт концентрації напруження крутіння β_T становить:

$$\beta_T = \alpha_T, \quad (2.4.6.3-3)$$

якщо діаметри і радіуси галтелей шатунної і рамової шийки однакові і

$$\beta_T = 0,8 f(r,s) f(b) f(w), \quad (2.4.6.3-4)$$

якщо діаметри і/або радіуси шатунної і рамової шийок різні,

де:

$f(r,s); f(b); f(w)$ визначаються за формулою (2.4.6.2-2);

r у даному випадку є відношенням радіуса галтелі рамової шийки до її діаметра, $r = R_G/D_G$.

2.4.6.4 Край мастильного отвору.

Коефіцієнт концентрації напруження вигину γ_B визначається за формулою

$$\gamma_B = 3 - 5,88 d_O + 34,6 d_O^2. \quad (2.4.6.4-1)$$

Коефіцієнт концентрації напруження крутіння γ_T визначається за формулою

$$\gamma_T = 4 - 6 d_O + 30 d_O^2. \quad (2.4.6.4-2)$$

2.4.7 Додаткові вигинальні напруження.

На додаток до перемінних напружень вигину в галтелях (див. 2.4.4.3) необхідно враховувати вигинальні напруження, що виникають внаслідок розцентрування і деформації рами, а також поздовжніх і поперечних коливань вала шляхом введення σ_{add} , наведеного у табл. 2.4.7.

Для крейцкопфних двигунів додаткове напруження (30 МПа) включає напруження від поздовжніх коливань (20 МПа) і напруження від розцентрування і деформації рами (10 МПа).

Якщо результати розрахунків осьових коливань усієї динамічної системи (двигун–редуктор–валопровід–гвинт) відсутні, рекомендується застосовувати значення 20 МПа.

Коли є результати розрахунків поздовжніх коливань усієї динамічної системи, їх можна використовувати замість цього значення.

Таблиця 2.4.7

Двигун	σ_{add} , МПа
Крейцкопфний	± 30
Тронковий	± 10

2.4.8 Розрахунок еквівалентного перемінного напруження.

Еквівалентне перемінне напруження в галтелі шатунної шийки σ_{VH} , МПа, визначається за формулою

$$\sigma_{VH} = \pm \sqrt{(\sigma_{BH} + \sigma_{add})^2 + 3\tau_H^2}, \quad (2.4.8-1)$$

у галтелі рамової шийки σ_{VG} , МПа, визначається за формулою

$$\sigma_{VG} = \pm \sqrt{(\sigma_{BG} + \sigma_{add})^2 + 3\tau_G^2}, \quad (2.4.8-2)$$

на краю мастильного отвору σ_{VO} , МПа, визначається за формулою

$$\sigma_{VO} = +\frac{1}{3}\sigma_{BO} \left[1 + 2\sqrt{1 + 2,25 \left(\frac{\sigma_{TO}}{\sigma_{BO}} \right)^2} \right], \quad (2.4.8-3)$$

Інші параметри див. **2.4.4.3, 2.4.5.2 і 2.4.7.**

2.4.9 Розрахунок границі витривалості.

У разі відсутності даних щодо границі витривалості колінчастих валів, отриманих експериментальним шляхом, величини σ_{DWH} , σ_{DWG} і σ_{DWO} , МПа, визначаються за формулами:

для шатунної шийки в галтелі:

$$\sigma_{DWH} = K(0,42R_m + 39,3)(0,264 + 1,073D^{-0,2} + \frac{785-R_m}{4900} + \frac{196}{R_m} \sqrt{\frac{1}{R_H}}), \quad (2.4.9-1)$$

для рамової шийки:

$$\sigma_{DWG} = K(0,42R_m + 39,3) \left(0,264 + 1,073D^{-0,2} + \frac{785-R_m}{4900} + \frac{196}{R_m} \sqrt{\frac{1}{R_G}} \right), \quad (2.4.9-2)$$

для шатунної шийки на краю мастильного отвору:

$$\sigma_{DWO} = K(0,42R_m + 39,3) \left(0,264 + 1,073D^{-0,2} + \frac{785-R_m}{4900} + \frac{196}{R_m} \sqrt{\frac{2}{D_O}} \right), \quad (2.4.9-3)$$

де:

K – коефіцієнт, що враховує спосіб виготовлення колінчастих валів, які не піддаються поверхневій обробці, дорівнює:

- 1,05 – для колінчастих валів, отриманих шляхом безупинного кування уздовж напрямку волокон і гарячого випресовування, застосовується лише до утомної міцності у галтелі;

- 1,0 – для колінчастих валів, отриманих шляхом вільного кування;

- 0,93 – для колінчастих валів із литої сталі;

R_m – тимчасовий опір матеріалу колінчастих валів, МПа.

$K = 1,3$ – для колінчастих валів, які піддаються поверхневій обробці.

Інші параметри див. у **2.4.6.1**. Проте необхідно мати на увазі, що для розрахунків не слід брати R_H , R_G і $D_O/2$ менше 2мм.

Якщо є результати випробувань на утомну міцність повно-розмірних кривошипів або колінчастих валів, що піддавалися поверхневій обробці, коефіцієнт K береться згідно цих випробувань (див. Додатки IV і V до розд. 2).

Експериментальні значення границі витривалості, отримані при випробуваннях на втомність повнорозмірних кривошипів або колінчастих валів, повинні бути схвалені Регістром. При цьому величини значень границі витривалості, отримані при випробуваннях, повинні становити не менше 80 % від середнього значення.

2.4.10 Розрахунок гарячої посадки напівскладених колінчастих валів.

2.4.10.1 Усі розміри кривошипів, необхідні для розрахунку гарячої посадки, наведені на рис. 2.4.10.1.

Радіус переходу від шийки до діаметра посадки повинний бути не менше від більшого з двох значень:

$$R_G \geq 0,015D_G \text{ і } R_G \geq 0,5 (D_S - D_G).$$

Фактична величина натягу гарячої посадки $Z_{\min}$ і $Z_{\max}$ повинна знаходитися в межах, обумовлених відповідно **2.4.10.2 – 2.4.10.4**.

Необхідне мінімальне значення натягу визначається на основі більшої з величин, що визначаються відповідно з **2.4.10.2 і 2.4.10.3**.

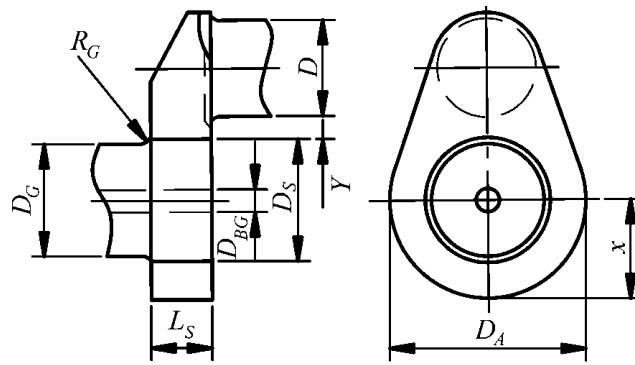


Рис.2.4.10.1. Кривошип напівскладеного колінчастого вала:

D_S – діаметр посадки, мм; L_S – довжина посадки, мм; D_A – розмір, який дорівнює навантаженому діаметру щоки або подвійній мінімальній відстані x між осью ліній шийки і контуром щоки залежно від того, що менше, мм; y – відстань між сусідніми суміжними поверхнями рамових і шатунних шийок, мм, $y \geq 0,05D_S$. Якщо y менше $0,1D_S$, необхідно враховувати вплив напруження, що виникає при посадці на границю витривалості у районі галтелі шатунної шийки. (Інші параметри – див. у 2.4.6.1).

2.4.10.2 Розрахунок мінімального натягу $Z_{\min}$ проводиться для коліна з максимальним крутним моментом $M_{T\max}$ (див. 2.4.5.2) за формулою:

$$D_{BG} = D_S \sqrt{1 - \frac{1-4000S_R M_{T\max}}{\mu \pi D_S^2 L_S R_{eH}}}, \quad (2.4.10.2)$$

де:

$Z_{\min}$ – мінімальний натяг, мм;

S_R – коефіцієнт запасу від проковзування, приймається не менше 2;

μ – коефіцієнт статичного тертя, що дорівнює 0,20 для $L_S/D_S \geq 0,40$;

E_M – модуль пружності, МПа;

$Q_A = D_S/D_A$; $Q_S = D_{BG}/D_S$.

При цьому: $D_{BG} \leq D_S \sqrt{\frac{1-4000S_R M_{T\max}}{\mu \pi D_S^2 L_S R_{eH}}}$.

2.4.10.3 На додаток до 2.4.10.2 визначається мінімальний натяг $Z_{\min}$, мм, за такою формулою

$$Z_{\min} \geq R_{eH} D_S / E_M, \quad (2.4.10.3)$$

де: R_{eH} – мінімальне значення границі плинності матеріалу щоки колінчастого вала, МПа.

2.4.10.4 Максимально допустимий натяг $Z_{\max}$, мм, визначається за формулою

$$Z_{\max} \leq \frac{R_{eH} D_S}{E_M} + \frac{0,8 D_S}{1000}. \quad (2.4.10.4)$$

2.4.11 Коефіцієнт запасу.

Розміри колінчастого вала є достатніми, якщо коефіцієнти запасу (відношення границі міцності до еквівалентного перемінного напруження) для галтелей шатунної шийки, рамової шийки, а також для краю мастильного отвору шатунної шийки, задовольняють умови:

$$Q_H = \sigma_{DWH} / \sigma_{VH} \geq 1,15,$$

$$Q_G = \sigma_{DWG} / \sigma_{VG} \geq 1,15,$$

$$Q_O = \sigma_{DWO} / \sigma_{VO} \geq 1,15.$$

2.4.12 Розміри перехідних галтелей від шийки до щоки повинні бути не менше $0,05D$.

За наявності фланців радіуси галтелей від фланця до щоки повинні бути не менше $0,08D$.

2.4.13 Виходи мастильних каналів повинні бути закруглені радіусом не менше ніж $0,25$ діаметра каналу (отвору) і ретельно зашліфовані.

2.4.14 У складених і напівскладених валах застосування шпонок або штифтів у з'єднанні щоки і шийки не допускається.

На зовнішній стороні з'єднань щік із шийками повинні бути нанесені контрольні риси.

2.4.15 При вбудованому в раму двигуна упорному підшипнику діаметр упорного вала в районі підшипника повинний бути не менше діаметра рамової шийки колінчастого вала, але не менше діаметра вала, визначеного у **5.2.2** частини VII «Механічні установки».

2.5 ПРОДУВАННЯ І НАДДУВАННЯ

2.5.1 Головний двигун повинний зберігати можливість роботи і маневрування при виході з ладу одного або усіх турбонагнітачів на експлуатаційних режимах, які допущені заводом-виробником двигуна (див. **2.1.7** частини VII «Механічні установки»).

2.5.2 Для головних двигунів, у яких при пусках і роботі в діапазоні низького навантаження турбонагнітачі не забезпечують достатнього повітропостачання, повинна бути передбачена допоміжна система наддування, що складається, як правило, з двох повітродувок і дозволяє вивести двигун на режими роботи, за яких турбонагнітачі забезпечують необхідне наддування.

При виході з ладу однієї повітродувки допоміжної системи наддування, повітрядувка, що залишилася в роботі, повинна забезпечити її функціонування.

2.5.3 При охолодженні наддувного повітря в продувних ресиверах після кожного охолоджувача повітря повинні бути передбачені термометри і пристрої для спускання конденсату.

2.5.4 Ресивери продувного повітря повинні бути обладнані запобіжними клапанами, відрегульованими на тиск, який перевищує тиск продувного повітря не більше ніж на 50%.

Площа прохідного перерізу запобіжних клапанів повинна бути не менше 30см² на кожний кубічний метр об'єму ресивера, включаючи об'єм підпоршневих порожнин у крейцкопфних двигунів із діафрагмою, якщо останні не використовуються як продувні насоси.

2.5.5 Повинне бути передбачене спускання осадів, що нагромаджуються, із повітряних ресиверів і підпоршневих порожнин двигунів.

2.5.6 Повітрявсмоктувальні патрубки двигунів і продувно-наддувних агрегатів повинні бути забезпечені запобіжними сітками.

2.5.7 Вимоги цього пункту застосовуються до конструкції турбонагнітачів ДВЗ.

Вимоги щодо методики типових випробувань і огляду турбонагнітачів – див. Додаток 9 «Порядок огляду, випробувань, схвалення турбонагнітачів і їх компонування з ДВЗ» до розд. 5 «Механізми» частини 4 «Технічний нагляд за виготовленням виробів» ПТНП.

2.5.7.1 Турбонагнітачі повинні бути схваленого типу.

Типове схвалення турбонагнітачів може бути виконано як окремо, так і у складі ДВЗ.

Вимоги **2.5.7** відносяться до газо-турбонагнітачів, але в цілому, також можуть бути застосовані для нагнітачів з приводом від двигуна.

2.5.7.2 Турбонагнітачі повинні зберігати працездатність в умовах експлуатації, вказаних в **2.3** частини VII «Механічні установки» і **2.2.7** частини IX «Механізми».

Термін експлуатації складових частин і аварійне значення частоти обертання турбонагнітачів повинні бути розраховані при температурі повітря на вході 45°C.

2.5.7.3 На вході повітря в турбонагнітач повинен бути встановлений фільтр.

2.5.7.4 Вимоги визначаються розмірністю турбонагнітача. Параметром, який визначає розмірність, є максимальна безперервна потужність двигуна групи циліндрів, які обслуговуються турбонагнітачем (наприклад, для V – подібних ДВЗ з одним турбонагнітачем для кожної групи циліндрів з одного боку двигуна, розмірність турбонагнітача визначається половиною повної потужності двигуна).

2.5.7.5 Турбонагнітачі поділяються на три категорії залежно від потужності обслугованої групи циліндрів:

- Категорія А: $\leq 1000\text{кВт}$;

- Категорія В: $> 1000\text{кВт}$ і $\leq 2500\text{кВт}$;
- Категорія С: $> 2500\text{кВт}$.

2.5.7.6 Документація, яка подається:

.1 Категорія А:

За запитом Регістру:

- протокол випробувань на герметичність;
- креслення загальних видів з поперечними розрізами двигуна, де показані основні розміри, а також специфікація на складові частини;
- програма випробувань.

2. Категорія В і С:

- креслення загальних видів з поперечними розрізами двигуна, де показані основні розміри, а також специфікація на матеріали складових частин корпусу, для оцінки утримання фрагментів диска у випадку поломки;
- документація для оцінки міцності при поломці ротора турбонагнітача (див. 3.2);
- експлуатаційні і обмежувальні дані, такі як:
- максимально допустима експлуатаційна частота обертання (об/хв.);
- значення частоти обертання при спрацюванні аварійно-попереджувальної сигналізації по максимальному рівню;
- гранично - допустимий рівень температури вихлопних газів перед турбіною;
- значення температури вихлопних газів перед турбіною при спрацюванні аварійно-попереджувальної сигналізації по максимальному рівню;
- мінімальне значення тиску змащувального мастила на вході;
- значення тиску змащувального мастила на вході при спрацюванні аварійно-попереджувальної сигналізації по мініимальному рівню;
- максимально допустиме значення температури змащувального мастила на виході;
- максимальне значення температури змащувального мастила на виході для спрацювання аварійно-попереджувальної сигналізації по максимальному рівню;
- максимально допустимі значення рівнів вібрації, як власної вібрації, збудженої самим турбонагнітачем, так і наведеної, (аварійний рівень може співпадати з допустимим значенням, але не по-винен досягатися при 110% навантаження двигуна або при будь-якому іншому схваленому короткочасному перенавантаженні за межами 110% навантаження);
- схема і устрій системи змащування (усі варіанти для даного типу);
- протокол типових випробувань;
- програма випробувань.

.3 Категорія С:

- креслення деталей корпусу і обертових частин, включаючи деталі кріплення лопаток;
- специфікація матеріалів усіх вище перерахованих деталей (хімічний склад і механічні властивості);
- зварні деталі і технологія процесу зварювання усіх вище перерахованих деталей, якщо застосовне;

- документація з даними по безпечному значенню передавального моменту при насаджуванні з натягом диску на вал (див. 3.3)³;

- дані про ресурс, враховуючи плинність матеріалу, низько циклічної і високо циклічної міцності;

Керівництво по обслуговуванню і експлуатації¹.

2.5.7.7 Відносно до турбонагнітачів Категорії С у тих випадках, коли диск встановлений на вал насаджуванням з натягом, розрахунки повинні підтверджувати надійну передачу крутного моменту при всіх відповідних експлуатаційних показниках роботи таких, як максимальна частота обертання, максимальний крутний момент і максимальний температурний градієнт в поєднанні з мінімальним значенням натягу.

2.5.7.8 Турбонагнітачі повинні відповідати наступним критеріям (з урахуванням вимог 5.3.2):

.1 турбонагнітачі повинні мати достатню міцність у випадку поломки ротора, тобто жодний елемент не повинен пошкодити внутрішню частину корпусу або компресорну частину турбонагнітача.

Для найбільше якісного розгляду документації (випробування/розрахунки) передбачається, що диски турбонагнітачів піддаються руйнуванню при самому несприятливому із можливих варіантів;

.2 для Категорій В і С критерій міцності при поломці повинен бути підтверджений випробуваннями.

Виконання даної вимоги на основі випробувань одного турбокомпресорного агрегату поширюється на весь модельний ряд турбокомпресорів.

Випробування установки з великим об'ємом мають більшу перевагу, так як вважаються більше показовими порівняно з менше об'ємними установками із загального ряду турбонагнітачів.

У будь-якому випадку цей критерій повинен бути задокументований (наприклад, розрахунками), які свідчать про те, що результати установки, яка випробовується, поширюються і на весь ряд турбонагнітачів.

2.5.7.9 На додаток до вимог 2.12.1 система захисту, сигналізації і контролю турбонагнітачів Категорії В і С повинна відповідати вимогам, що приведені в табл. 2.5.7.9. Показання приладів можуть бути виведені на місцевий або дистанційний пульти керування.

Таблиця 2.5.7.9.

№ з/п	Параметри, що контролюються	Категорія турбонагнітачів				Примітка
		В		С		
		Сигнал	Покази	Сигнал	Покази	
1	Частота обертання	Висока ¹	× ¹	Висока ²	× ²	
2	Температура випускних газів на кожний вхід в турбонагнітач	Висока ²	× ²	Висока	×	Сигнали високої температури для усіх циліндрів двигуна допускаються ³
3	Температура змащувального мастила на виході з турбонагнітача			Висока	×	Температура мастила підшипників у випадку примусової системи змащування
4	Тиск змащувального мастила на вході в турбонагнітач	Низький	×	Низький	×	Тільки для систем з примусовою системою змащування ⁴

¹ Для комплексу турбонагнітачів, які працюють послідовно, автоматичний контроль частоти обертання турбонагнітача, який починає працювати останнім за чергою, не вимагається за умови, що всі турбонагнітачі однаково оснащені однотиповим фільтром всмоктуваного повітря без клапана регулювання.

² Для турбонагнітачів категорії В, температура вихлопних газів може контролюватися на виході з турбонагнітача у тому випадку, якщо встановлений сигнал аварійного рівня забезпечує надійну роботу турбіни та співвідношення між температурами на вході і виході є обґрунтованим.

³ Показання і сигнали температури випускних газів на вході в турбонагнітач не вимагаються у тому випадку, якщо на кожний циліндр встановлений сигнал аварійного рівня, який забезпечує контроль за на-дійною роботою турбонагнітача.

⁴ У випадку, якщо система змащування турбонагнітача і дизельного двигуна відокремлені одна від однієї за допомогою дросельної засувки або редукційного клапана, то ці системи повинні бути обладнані власними спеціалізованими датчиками.

³ Стосовно до типового ряду турбонагнітачів обох вимірів.

2.6 ПАЛИВНА АПАРАТУРА

2.6.1 Паливні насоси високого тиску повинні забезпечувати швидке припинення подачі палива в будь-який циліндр двигуна. Винятки допускаються для двигунів із діаметром циліндрів не більше 180 мм, що мають паливні насоси блокового типу.

2.6.2 Паливні трубопроводи високого тиску повинні виготовлятися із сталевих безшовних товстостінних труб без зварних або паяних проміжних з'єднань (див. з/п **1.21** табл. 1.2.4).

2.6.3 Зовнішні паливні трубопроводи високого тиску на ділянках від паливних насосів високого тиску до форсунок повинні бути вміщені в систему закритих трубопроводів, здатну утримувати паливо при витоках в трубопроводах високого тиску. Ця система повинна складатися із зовнішнього трубопроводу, в який вміщений паливний трубопровід високого тиску, утворюючи нероз'ємну конструкцію.

Система зовнішнього трубопроводу повинна мати засоби збирання витоків. Повинні бути передбачені пристрої подачі аварійно-попереджувального сигналу при витоках в паливному трубопроводі високого тиску.

Захист необхідний також для відсічних трубопроводів, якщо пульсація тиску палива в них перевищує 1,6 МПа.

2.6.4 Конструкція паливних насосів високого тиску і паливних трубопроводів повинна бути стійкою до пульсацій тиску палива, або повинні бути передбачені спеціальні заходи для її зниження, впритул до повного усунення.

2.6.5 Для головних двигунів повинний бути передбачений пристрій обмеження подачі палива згідно режиму розрахованої потужності.

2.7 ЗМАЩУВАННЯ

2.7.1 Лубрикатори, які забезпечують подачу мастила на змащування циліндрів, повинні бути забезпечені пристроєм, що допускає регулювання подачі мастила на кожну точку.

Для спостереження за подачею мастила повинний бути передбачений масловказівний пристрій для контролю за надходженням мастила до всіх точок змащування, розташований у зручному для спостереження місці.

2.7.2 У кожному штуцері, що підводить мастило до циліндрів двотактних двигунів, а також біля штуцерів, розташованих у верхній частині циліндрової втулки, повинний бути передбачений незворотний клапан.

2.7.3 Турбонагнітачі і регулятори, що мають підшипники кочення, повинні мати автономні системи змащування.

При застосуванні інших конструкцій на розгляд Регістра повинно бути надане технічне обґрунтування, яке підтверджує не менший рівень надійності.

2.7.4 Повинні бути вжиті заходи, що виключають потрапляння води та палива у циркуляційне масло і потрапляння масла в охолоджуючу воду.

2.7.5. Системи змащення приводних двигунів вентильних генераторних агрегатів повинні відповідати вимогам **24.6.1** частини XI «Електричне обладнання».

2.8 ОХОЛОДЖЕННЯ

2.8.1 У разі застосування телескопічних пристроїв для охолодження поршнів або для підведення мастила до рухомих частин повинний бути передбачений захист від гідравлічних ударів.

2.8.2 Системи охолодження приводних двигунів вентильних генераторних агрегатів повинні відповідати вимогам **24.6.1** частини XI «Електричне обладнання».

2.9 ПУСКОВІ ПРИСТРОЇ

2.9.1 На магістралі, що підводить повітря від головного пускового клапана до пускових клапанів циліндрів, повинний бути встановлений запобіжний клапан або кілька запобіжних клапанів і пристрій, що звільняє цю магістраль від тиску після проведення пуску.

Запобіжний клапан повинний регулюватися на тиск не більше ніж 1,2 тиску повітря в пусковій магістралі.

Розвантажувальний пристрій і запобіжний клапан можуть розміщуватися безпосередньо на головному пусковому клапані.

Допускається також інший пристрій, що запобігає руйнації пускової магістралі під час вибуху в трубопроводі (див. **16.3.3** частини VIII «Системи і трубопроводи»).

2.9.2 На кожному патрубку підведення повітря до пускових клапанів у кришках циліндрів реверсивних двигунів повинні встановлюватися вогнезатримувачі або розривні мембрани.

Для нереверсивних двигунів обов'язкове встановлення принаймні одного вогнезатримувача або розривної мембрани на магістралі, що підводить повітря від головного пускового клапана до колектора.

Установлення вогнезатримувачів або розривних мембран необов'язкове для двигунів з діаметром циліндрів 230 мм і менше.

2.9.3 Пускові пристрої двигунів з електростартерним пуском повинні відповідати **13.7** частини XI «Електричне обладнання». Крім того, двигуни з електростартерним пуском рекомендується обладнувати навішеними генераторами для автоматичного заряджання пускових акумуляторних батарей.

2.9.4 Системи пуску і характеристики приводних двигунів аварійних дизель-генераторів повинні задовольняти вимоги **16.1.8** частини VIII «Системи і трубопроводи» і **9.3.4.2, 9.5** та **19.1.2.4.2** частини XI «Електричне обладнання».

Аварійні дизель-генератори повинні легко пускатися із холодного стану за температури навколишнього повітря 0°C.

У разі, якщо такий пуск неможливий, або у приміщенні можливі більш низькі температури, повинні бути передбачені пристрої обігріву, які забезпечать надійний пуск та приймання навантаження аварійним дизель-генератором.

За необхідності повинні бути передбачені нагрівальні пристрої, які забезпечать надійний пуск та приймання навантаження згідно зазначених вимог.

Приміщення аварійного дизель-генератора повинні відповідати вимогам **9.2.6** частини XI «Електричне обладнання».

2.10 ГАЗОВИПУСК

2.10.1 У двотактних двигунів з імпульсною системою газотурбінного наддування повинний бути передбачений пристрій, що перешкоджає потраплянню уламків поршневих кілець у турбонагнітач.

2.11 КЕРУВАННЯ, ЗАХИСТ І РЕГУЛЮВАННЯ

2.11.1 Пускові і реверсивні пристрої повинні виключати можливість:

- .1 роботи двигунів у напрямку, що відрізняється від заданого;
- .2 реверсування двигунів при включеній подачі палива;
- .3 пуску двигуна при незакінченому реверсуванні;
- .4 пуску двигуна при увімкненому валопровертаючому пристрої з механічним приводом.

2.11.2 Кожний головний двигун повинний мати регулятор, відрегульований таким чином, щоб частота обертання двигуна не могла перевищити розрахункову (номінальну) частоту обертання більше ніж на 15%.

На додаток до регулятора кожний головний двигун потужністю 220кВт і більше, що може бути роз'єднаний із валопроводом або працює на ГРК, повинний мати окремий граничний вимикач, відрегульований таким чином, щоб частота обертання двигуна не могла перевищити розрахункову частоту обертання більше ніж на 20%.

При цьому граничний вимикач повинний спрацювати після регулятора.

2.11.3 Кожний двигун, що приводить у дію генератор, повинний мати регулятор частоти обертання, характеристики якого повинні задовольняти вимоги:

.1 при скиданні чи підвищенні максимального ступеня навантаження генератора зміна частоти у мережі не повинна перевищувати 10% розрахункової (номінальної) (див. рис. 2.11.3.2). Див. також **2.1.3.1** частини XI «Електричне обладнання»;

.2 при миттєвому підвищенні навантаження від нульового до 50% розрахункового навантаження генератора, а також при наступному (після досягнення сталої частоти обертання) підвищенні 50% навантаження генератора, що залишилися, короткочасна зміна частоти обертання двигуна не повинна перевищувати 10% розрахункової частоти обертання.

Підвищення електричного навантаження більше ніж двома ступенями може бути допущене, якщо суднова електрична установка дає змогу використання приводних двигунів, які можуть навантажуватися тільки більше ніж двома ступенями (див. рис. 2.11.3.2) і за умови, що це вже допущене на стадії проєктування судна.

Це повинне бути підтверджене у схваленій документації і перевірене під час випробувань на судні. У цьому випадку величина навантаження, яке повинне автоматично вмикатися після знеструмлення, а також послідовність вмикання навантаження, повинні відповідати ступеням навантаження двигуна. Це також стосується генераторів, призначених для паралельної роботи, коли навантаження повинне перекладатися з одного генератора на інший у разі, якщо один генератор повинний бути вимкнений;

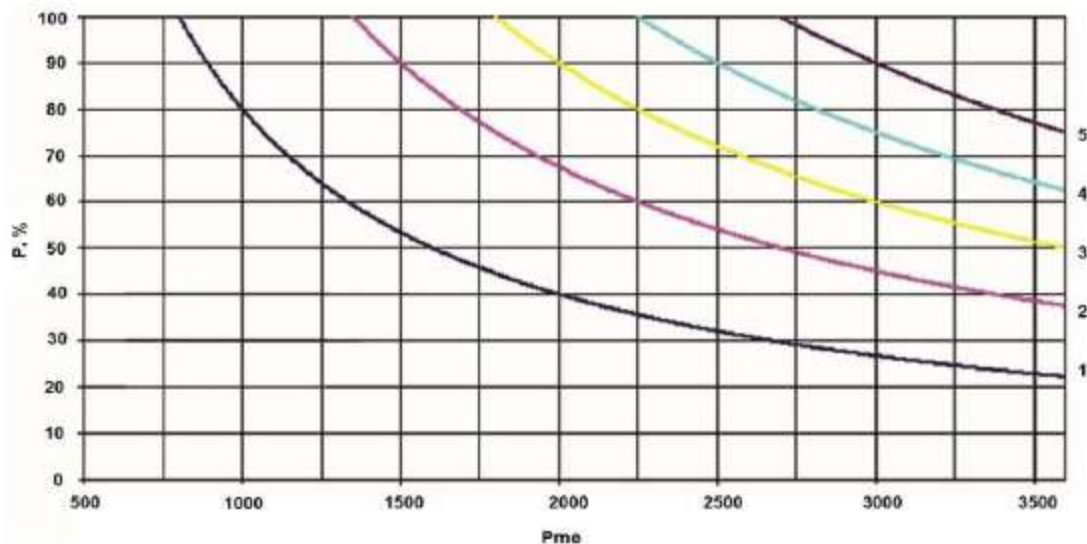


Рис. 2.11.3.2 Гранично допустимі величини миттєвого підвищення ступінчастого навантаження чотиритактного двигуна від холостого ходу до заявленої потужності у функції від середнього ефективного тиску:

P_{me} - середній ефективний тиск при заявленій потужності двигуна (в кПа);

P - збільшення навантаження (в %) по відношенню до заявленої потужності (з урахуванням фактичних умов);

1 - 1-й ступінь; 2 - 2-й ступінь; 3 - 3-й ступінь; 4 - 4-й ступінь; 5 - 5-й ступінь.

.3 при паралельній роботі генераторів змінного струму в діапазоні від 20 до 100% загального навантаження, розподіл його на кожний генератор повинний відбуватися пропорційно їхньої потужності та не повинний відрізнятися більше ніж на 15% від розрахункового навантаження найбільшого з генераторів або на 25% від розрахункового навантаження генератора, що розглядається, залежно від того, що є меншим;

.4 при будь-яких навантаженнях від нульового до 100% розрахункового навантаження генератора стала частота обертання двигуна не повинна перевищувати розрахункову більше ніж на 5%;

.5 стала частота в мережі при скиданні чи підвищенні навантаження генератора, згідно з **2.11.3.1** та **2.11.3.2**, повинна досягатися не більше ніж за 5с;

.6 стала частота обертання не повинна коливатися більше ніж на $\pm 1\%$ частоти обертання, що відповідає конкретному сталому навантаженню генератора;

.7 для головних двигунів, що приводять в дію валогенератори, рівні скидання та підвищення навантаження, вказані в **2.11.3.1**, **2.11.3.2**, **2.11.3.4**, **2.11.3.5**, повинні відповідати навантаженням двигунів.

Регулятори частоти обертання приводного двигуна повинні мати характеристики, що відповідають вимогам **2.11.3**.

.8 при скиданні 100% навантаження генератора допускається зміна частоти обертання, що перевищує 10% розрахункової, але це не повинне бути причиною спрацювання захисту по перевищенню частоти обертання, як цього вимагає **2.11.6**.

2.11.4 Регулятор частоти обертання приводного двигуна аварійного генератора повинний мати характеристики, що задовольняють вимоги **2.11.3** (крім **2.11.3.2**) при скиданні і підвищенні 100% навантаження генератора.

При підвищенні навантаження ступенями, повне (100%) навантаження повинне бути забезпечене через 45с після утрати енергії на шинах ГРЩ.

Часовий інтервал затримки та послідовне навантаження по ступенях повинні бути продемонстровані під час ходових випробувань судна.

2.11.5 Регулятор частоти обертання повинний мати пристрій для місцевої і дистанційної зміни частоти обертання у межах від –20 до +10% від номінального значення.

Пристрої дистанційної зміни частоти обертання генераторів, призначених для паралельної роботи, повинні розташовуватися так, щоб забезпечувалася можливість керування ними одним оператором.

2.11.6 На додаток до регулятора частоти обертання кожний приводний двигун, зазначений у **2.11.3**, потужністю 220кВт і більше повинний мати окремий граничний вимикач, відрегульований таким чином, щоб частота обертання двигуна не могла перевищити розрахункову більше ніж на 15%.

2.11.7 Граничний вимикач, зазначений у **2.11.2** і **2.11.6**, включно з його приводним механізмом та виконавчим органом аварійної зупинки, повинний бути незалежним від регулятора частоти обертання.

2.11.8 Електричні (електронні) регулятори частоти обертання на додаток до вимог цього під-розділу повинні також відповідати вимогам **2.1** частини XV «Автоматизація».

Якщо електричні (електронні) регулятори частоти обертання є частиною ДАК, вони повинні відповідати вимогам **3.1.8** та **3.1.10** частини VII «Механічні установки», а також **2.3** частини XV «Автоматизація». З метою виконання цієї вимоги для місцевого поста керування повинен бути додатково передбачений окремий регулятор.

Електричні (електронні) регулятори частоти обертання повинні бути схваленого типу.

2.11.9 Системи захисту головних та допоміжних (див. **1.1.1.5**) двигунів, крім граничного вимикача, повинні забезпечувати повне припинення подачі палива при падінні тиску мастила в системі нижче допустимого.

2.11.10 Регулятори частоти обертання приводних двигунів вентильних генераторних агрегатів повинні мати характеристики, що відповідають вимогам **2.11.3** з урахуванням **24.8.1** частини XI «Електричне обладнання».

2.12 КОНТРОЛЬНО-ВИМІРЮВАЛЬНІ ПРИЛАДИ І ПРИЛАДИ СІГНАЛІЗАЦІЇ

2.12.1 Головні та допоміжні двигуни повинні бути обладнані приладами для вимірювання:

- .1** тиску мастила перед двигуном та на розподільний вал (при автономній системі змащування);
- .2** тиску (або потоку) прісної води в системі охолодження двигуна;
- .3** тиску пускового повітря перед головним пусковим клапаном або пусковим пристроєм;
- .4** тиску палива перед насосами високого тиску (за наявності паливо-підкачувального насоса);
- .5** температури вихлопних газів кожного циліндра (для двигунів із діаметром циліндрів 180мм і менше – температури в газовипускному трубопроводі);
- .6** температури мастила на вході у двигун;
- .7** тиску (або потоку) в системі охолодження форсунок (у випадку автономної системи);

- .8 температури палива перед насосами високого тиску (для палива, що потребує підігріву);
- .9 тиску (або потоку) в автономній системі охолодження поршнів;
- .10 тиску мастила на рамові підшипники при автономному відводі мастила та на упорному підшипнику (для упорних підшипників, що вбудовані у двигун);
- .11 тиску мастила на головні підшипники (у випадку автономного підводу);
- .12 температури масла на розподільному валу (у випадку автономного підводу);
- .13 тиску мастила на вході у турбонагнітач при використанні циркуляційного мастила двигуна;
- .14 температури та потоку мастила на виході з кожного підшипника турбонагнітача (для гравітаційних систем змащування);
- .15 температури та потоку охолоджуючої рідини на виході з кожного поршня (для двигунів з контрольованим охолодженням поршнів);
- .16 температури охолоджуючого середовища форсунок на виході (у випадку автономної системи);
- .17 температури прісної води на виході з кожного циліндра або температури прісної води на виході з двигуна (у випадку спільної порожнини охолодження на весь двигун);
- .18 температури прісної води на вході в двигун;
- .19 температури прісної води на виході з турбонагнітача;
- .20 тиску в ресиверах наддувного повітря;
- .21 температури наддувного повітря після повітроохолоджувачів;
- .22 температури вихлопних газів перед і за турбонагнітачами.

Примітка. Залежно від конструктивних особливостей двигунів перелік контрольно-вимірювальних приладів може бути змінений з наданням на розгляд Регістру технічного обґрунтування.

Додаткові вимоги стосовно турбонагнітачів двигунів наведені в 2.5.7.9.

2.12.2 Кожний приводний двигун потужністю більше 37кВт повинний бути обладнаний засобами попереджувальної звукової і світлової сигналізації, що подає сигнали у разі зниження тиску мастила в системі циркуляційного змащування нижче допустимої границі, та сигналізацією про витіки у паливних трубопроводах високого тиску дизелів (див. **2.6.3**).

Рекомендується також установлювати прилади аварійно-попереджувальної сигналізації за такими параметрами:

- .1 зниження тиску в системі охолодження прісної води або підвищення температури на виході з двигуна;
- .2 зниження рівня мастила в напірній цистерні турбонагнітачів;
- .3 підвищення температури упорного підшипника, вбудованого в двигун.

2.12.3 Місцеві пости керування головними двигунами повинні бути обладнані приладами відповідно до **2.12.1.1 – 2.12.1.3, 2.12.1.7, 2.12.1.9** (у разі використання іншого середовища ніж циркуляційне мастило), **4.2.5.3**, а також приладом для вимірювання частоти обертання колінчастого вала, а за наявності роз'єднувальних муфт також приладом для вимірювання частоти обертання гребного вала.

Місцеві пости керування головними реверсивними двигунами та рушіями з реверс-редукторними передачами повинні обладнуватися показчиками напрямку обертання гребного вала.

2.12.4 Місцеві пости керування допоміжними двигунами (див. **1.1.1.5**) повинні бути обладнані приладами відповідно з **2.12.1.1 – 2.12.1.3**, а також приладом для вимірювання частоти обертання колінчастого вала.

2.13 ДЕМПФЕР КРУТИЛЬНИХ КОЛИВАНЬ, АНТИВІБРАТОР

2.13.1 Конструкція демпфера повинна передбачати можливість видалення повітря при заповненні демпфера маслом або силіконовою рідиною, а конструкція силіконового демпфера – також і можливість добору проб рідини.

2.13.2 Змащування пружинних демпферів проводиться, як правило, від системи циркуляційного змащування двигуна.

2.13.3 Конструкція демпфера, встановленого на кінці колінчастого вала, повинна забезпечувати можливість приєднання до колінчастого вала приладів для вимірювання крутильних коливань.

2.13.4 Застосування демпфера повинно виконуватися з врахуванням вимог **8.8.3 – 8.8.5** частини VII «Механічні установки».

2.14 ДОДАТКОВІ ВИМОГИ ДО ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ, ЯКІ ПРИЗНАЧЕНІ ДЛЯ ВСТАНОВЛЕННЯ НА СУДНАХ ЗІ ЗНАКОМ *LFLFS* (ME) АБО *LFLFS* (ME) У СИМВОЛІ КЛАСУ СУДНА

2.14.1 Загальні вимоги до двигунів внутрішнього згоряння.

2.14.1.1 Усі деталі та вузли двигуна, що містять паливо з метилового/етилового спирту повинні бути надійно загерметизовані. Одиначна відмова системи подачі палива не повинна призводити до витoku в безпечну зону машинного відділення.

2.14.1.2 Повинні бути передбачені засоби контролю і виявлення неповного згоряння палива і пропуску запалювання. У випадку виявлення цього експлуатація з використанням палива може бути продовжена за умови перекриття подачі палива до відповідного циліндра і за умови, що робота двигуна без одного із циліндрів прийнятна щодо крутильних коливань.

2.14.1.3 Для двигунів, у яких простір під поршнем безпосередньо сполучається з картером, повинна бути виконана детальна оцінка потенційного ризику, створюваного появою метанолу/етанолу в картері двигуна, що повинне бути відображене в концепції безпеки двигуна.

2.14.2 Вимоги до двопаливних двигунів внутрішнього згоряння.

2.14.2.1 У випадку перекриття подачі метанолу/етанолу двигуни повинні забезпечувати постійну роботу тільки на конвенційному паливі без припинення функціонування.

2.14.2.2 Повинна бути передбачена автоматична система перемикання з метилового/етилового палива на конвенційне паливо і навпаки, із мінімальними відхиленнями потужності двигуна від середнього значення. Прийнятна надійність має бути доведена за допомогою випробувань. У разі нестабільної роботи двигунів на метанолі або етанолі, вони повинні автоматично перейти на режим споживання конвенційного палива. В будь-який момент часу повинен бути можливим ручний перехід із одного виду палива на інший.

2.14.2.3 У випадку звичайної зупинки або аварійного відключення подача метанолу/етанолу повинна бути перекрита не пізніше відключення подачі пілотного палива. Повинна бути виключена можливість вимкнення подачі пілотного палива без попереднього або одночасного перекриття подачі метанолу/етанолу до кожного із циліндрів або до двигуна в цілому.

Примітка. Конвенційне паливо - суднове паливо нафтового походження, що відповідає вимогам **1.1.2** частини VII «Механічні установки» цих Правил.

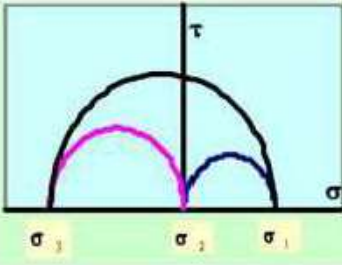
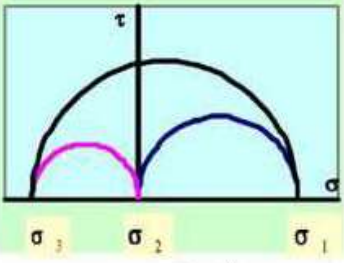
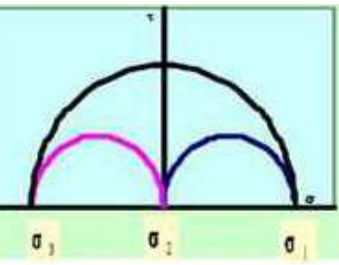
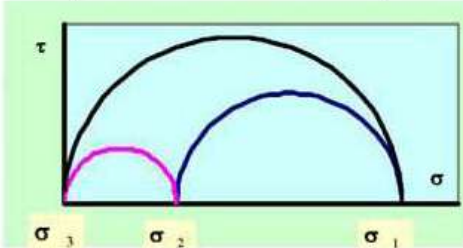
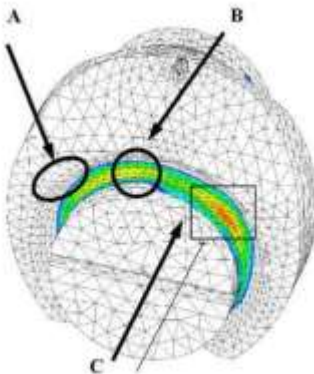
Пілотне паливо – конвенційне паливо, що подається в циліндр двопаливного двигуна для самозаймання по традиційному дизельному циклу, забезпечуючи джерело запалення метанолу/етанолу.

2.14.3 Вимоги до однопаливних двигунів внутрішнього згоряння для роботи тільки на метанолі.

2.14.3.1 У випадку звичайної зупинки або аварійного відключення подача палива повинна бути перекрита не пізніше відключення джерела запалювання. Повинна бути виключена можливість відключення джерела запалювання без попереднього або одночасного перекриття подачі палива до кожного із циліндрів або до двигуна в цілому.

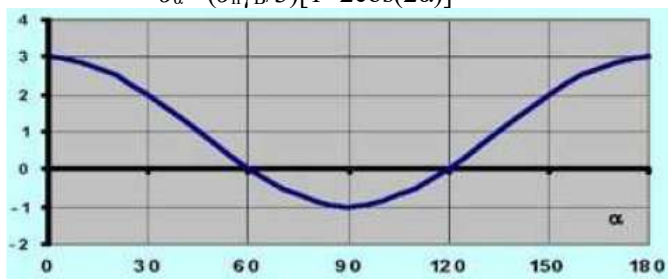
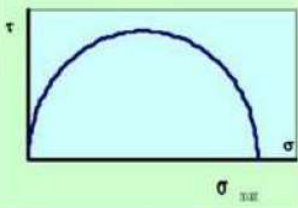
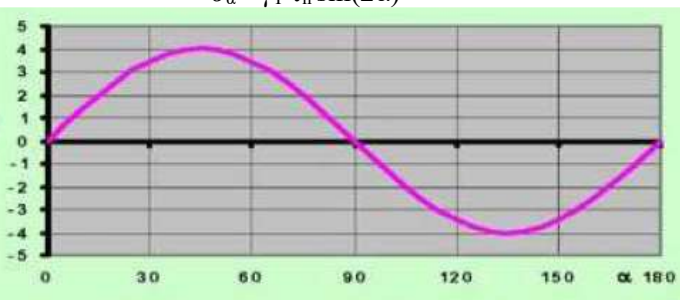
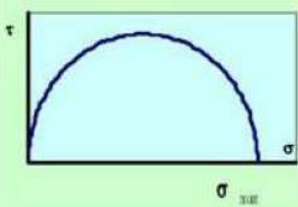
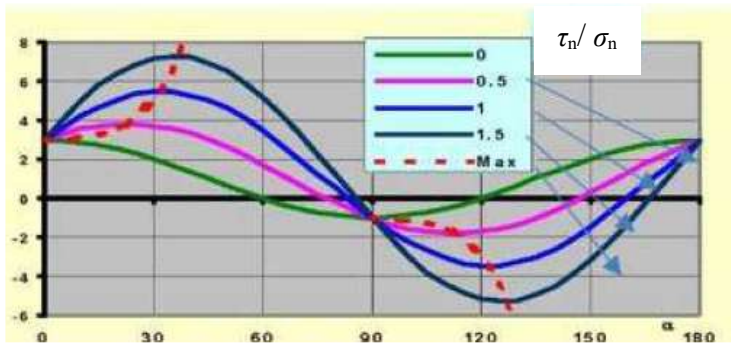
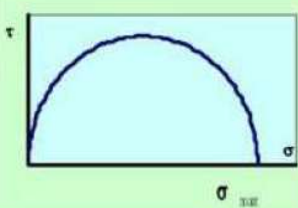
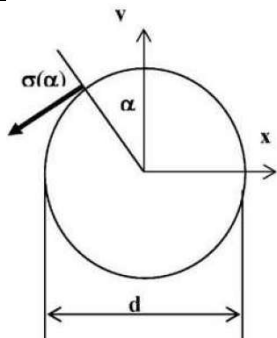
2.14.3.2 Застосування на суднах енергетичних установок з одним двигуном, що працює тільки на метанолі, може бути допущено при поданні результатів оцінки ризику, які демонструють еквівалентний рівень надійності у порівнянні із звичайним двигуном, який працює на нафтовому паливі.

ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТІВ КОНЦЕНТРАЦІЇ НАПРУЖЕНЬ (ККН) В ГАЛТЕЛЯХ КОЛІНЧАСТИХ ВАЛІВ⁴

	Напруження	Max $\ \sigma_3\ $	Max σ_1	
Навантаження крутінням	Область максимальних напружень	A	C	B
	Характерна система головних напружень			
	Коло Мора при $\sigma_2=0$	$\ \sigma_3\ > \sigma_1$	$\sigma_1 > \ \sigma_3\ $	$\sigma_1 = \ \sigma_3\ $
	Еквівалентне напруження і ККН	$\tau_{\text{ЕКВ}} = (\sigma_1 - \sigma_3)/2$ $\text{ККН} = \tau_{\text{ЕКВ}} / \tau_n \text{ для } \alpha_T, \beta_T$		
Навантаження вигином	Область максимальних напружень	B	B	B
	Характерна система головних напружень			
	Коло Мора при $\sigma_3=0$	$\sigma_2 \neq 0$		
	Еквівалентне напруження і ККН	$\sigma_{\text{ЕКВ}} = (\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_1 \cdot \sigma_2^2)^{0.5}$ $\text{ККН} = \sigma_{\text{ЕКВ}} / \sigma_n \text{ для } \alpha_B, \beta_B, \beta_Q$		
				

⁴ Див. УВ МАКТ М53 (Rev.3 June 2017)

КОЕФІЦІЄНТИ КОНЦЕНТРАЦІЇ НАПРУЖЕНЬ І РОЗПОДІЛ НАПРУЖЕНЬ НА КРАЮ
МАСЛИЙНИХ ОТВОРІВ⁵

Тип напруження	Номінальний тензор напруження	Розподіл одноосного напруження по краях	Коло Мора
Розтягання	$\begin{bmatrix} 0 & \sigma_n \\ \sigma_n & 0 \end{bmatrix}$	$\sigma_\alpha = (\sigma_n \gamma_B / 3) [1 + 2 \cos(2\alpha)]$ 	 $\gamma_B = \sigma_{\max} / \sigma_n$ якщо $\alpha = k\pi$
Зріз	$\begin{bmatrix} 0 & \tau_n \\ \tau_n & 0 \end{bmatrix}$	$\sigma_\alpha = \gamma_T \tau_n \sin(2\alpha)$ 	 $\gamma_T = \sigma_{\max} / \tau_n$ якщо $\alpha = (\pi/4) + (k\pi/2)$
Розтягання + зріз	$\begin{bmatrix} \sigma_n & \tau_n \\ \tau_n & 0 \end{bmatrix}$	$\sigma_\alpha = (\sigma_n \gamma_B / 3) \{1 + 2 [\cos(2\alpha) + \frac{2}{3} (\gamma_T / \gamma_B) (\tau_n / \sigma_n)]\}$ 	 $\sigma_{\max} = (\sigma_n \gamma_B / 3) \{1 + 2 \times [1 + 2(1 + \Theta)^{0.5}]\}$ якщо $\alpha = \frac{1}{2} \text{tg}^{-1} 3 [(\gamma_T / \gamma_B) \times (\tau_n / \sigma_n)] / 2$, де: $\Theta = 2,25 [(\gamma_T / \gamma_B) (\tau_n / \sigma_n)]^2$
 де: d-діаметр масляного отвору			

⁵ Див. УВ МАКТ М53 (Rev.3 June 2017)

**ПОСІБНИК ПО РОЗРАХУНКУ КОЕФІЦІЄНТІВ КОНЦЕНТРАЦІЇ НАПРУЖЕНЬ В
РАДІУСАХ ГАЛТЕЛЕЙ ШИЙОК КОЛІНЧАСТИХ ВАЛІВ МЕТОДОМ КІНЦЕВИХ
ЕЛЕМЕНТІВ⁶**

ЗМІСТ

1. Загальні положення
2. Вимоги до моделі
 - 2.1 Рекомендації для елементної сітки
 - 2.2 Матеріал
 - 2.3 Критерії якості елементної сітки
 - 2.3.1 Критерій головних напружень
 - 2.3.2 Критерій осередненості/неосередненості напружень
3. Випадки навантаження
 - 3.1 Крутіння
 - 3.2 Чистий вигин (чотирьохточковий вигин)
 - 3.3 Вигин зі зрізом (трьохточковий вигин)
 - 3.3.1 Спосіб 1
 - 3.3.2 Спосіб 2

1.ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

Метою аналізу є визначення коефіцієнтів концентрації напружень (ККН) в галтелях колінчастих валів методом кінцевих елементів (МКЕ) замість аналітичного способу.

МКЕ ґрунтується на емпіричних формулах, отриманих з результатів тензометрії різних форм колін і, відповідно, застосування цих формул обмежується дослідженими формами.

ККН, розраховані відповідно до положень цього документа, визначаються як відношення напружень, розрахованих МКЕ, до номінальних напружень, розрахованих аналітичним способом (у галтелях рамових і шатунних шийок). При використанні в рамках цього методу в підрозділі **2.4** цієї частини або альтернативних методів, для розрахунків вигинаючих і головних напружень при крутінні розраховуються напруження по фон Мізесу.

Дана процедура, а також посібники з оцінки, застосовні як до цільних колінчастих валів, так і до напівскладених колінчастих валів (крім галтелей рамових шийок).

Аналіз повинен проводитися в рамках лінійно-пружної кінцево-елементної моделі, а у всіх випадках навантаження слід застосовувати одиничні навантаження відповідної величини.

Розрахунки ККН у мастильних отворах не є предметом розгляду цього Додатка.

Рекомендується перевіряти елементну точність використововуваного МКЕ, наприклад, за допомогою моделювання простої геометрії з наступним порівнянням напружень, отриманих із МКЕ, з результатами аналітичного розрахунків для чистого вигину і крутіння.

Замість МКЕ може також використовуватися метод граничних елементів.

2.ВИМОГИ ДО МОДЕЛІ

Основні рекомендації і допущення при побудові кінцево-елементної моделі викладені в **2.1**. Закінчена модель повинна відповідати вимогам **2.3**.

2.1 Рекомендації для елементної сітки.

⁶ Див. УВ МАКТ М53 (Rev.3 June 2017)

Щоб забезпечити якість сітки, кінцево-елементну модель для оцінки коефіцієнтів концентрації напружень слід будувати відповідно з наступними рекомендаціями:

Модель повинна описувати один повноцінний кривошип від осьової лінії одного рамового підшипника до осьової лінії сусіднього рамового підшипника.

Поблизу галтелей використовуються елементи наступних типів:

- 10-вузлові чотиригранні елементи;
- 8-вузлові шестигранні елементи;
- 20-вузлові шестигранні елементи.

Характеристики сітки в області радіусів галтелей. Наступні вимоги діють в межах області $\pm 90^\circ$ по окружності від площини кривошипа:

Максимальний розмір елемента $a = r/4$ по всій галтелі, а також у напрямку по окружності.

При використанні 20-вузлових шестигранних елементів розмір елемента в напрямку по окружності може бути збільшений до $5a$. У випадку багаторадіусної галтелі як r береться місцевий радіус галтелі. (У випадку використання 8-вузлових шестигранних елементів вони повинні бути ще меншого розміру для відповідності критеріям якості).

Рекомендовані розміри елементів у напрямку глибини галтелі:

- товщина першого шару дорівнює розміру елемента a ;
- товщина другого шару дорівнює розміру елемента $2a$;
- товщина другого шару дорівнює розміру елемента $3a$.

Не менше 6 елементів у напрямку товщини щоки.

Інша частина кривошипа повинна забезпечувати чисельну стійкість розв'язника.

Противаги повинні моделюватися тільки у випадку їхнього значного впливу на загальну твердість кривошипа.

Моделювання мастильних отворів не є обов'язковим, якщо їхній вплив на загальну твердість незначний, а відстань до галтелі становить більше $2r$ (див. рис. 2.1).

Свердління і отвори, призначені для полегшення конструкції, слід моделювати.

Застосування підмоделей допускається при дотриманні вимог програмного забезпечення (ПЗ).

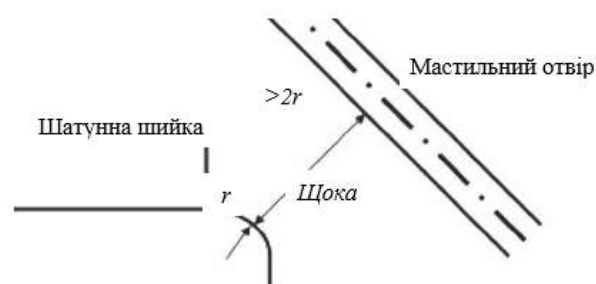


Рис. 2.1. Відстань між мастильним отвором і галтеллю

2.2 Матеріал.

У підрозділі 2.4 цієї частини не розглядаються властивості матеріалів, такі як модуль Юнга (E) і коефіцієнт Пуассона (ν).

Для аналізу МКЕ ці параметри матеріалу необхідні, оскільки спочатку розраховуються пружні деформації, а з них через модуль Юнга і коефіцієнт Пуассона розраховуються напруження. Слід використовувати достовірні значення властивостей матеріалів або взяті з документації, або обмірювані на зразках матеріалів.

Для сталі рекомендуються наступні значення: $E = 2,05 \times 10^5 \text{ МПа}$ і $\nu = 0,3$.

2.3 Критерії якості елементної сітки.

Якщо використовувана елементна сітка не відповідає жодному з нижчезазначених критеріїв для визначення ККН у досліджуваній області, повинний бути проведений повторний розрахунок з використанням більше дрібної сітки.

2.3.1 Критерій головних напружень.

Якість сітки повинна бути підтверджена за допомогою перевірки складової напруження, нормальної до поверхні радіуса галтелі.

В ідеальному випадку таке напруження повинне бути рівним нулю. При головних напруженнях σ_1 , σ_2 і σ_3 повинна виконуватися наступна вимога:

$$\min(|\sigma_1|, |\sigma_2|, |\sigma_3|) < 0,03 \max(|\sigma_1|, |\sigma_2|, |\sigma_3|)$$

2.3.2 Критерій осередненості/неосередненості напружень.

Даний критерій ґрунтується на відстеженні неоднорідностей у напруженнях, обумовлених на елементах галтелі при розрахунках ККН:

неосереднені вузлові напруження, що розраховуються на кожному елементі, з'єднаному з тим або іншим вузлом, повинні відрізнятися менше ніж на 5% від 100% осередненого вузлового напруження на цьому вузлу в досліджуваній області.

3. ВИПАДКИ НАВАНТАЖЕННЯ

При визначенні ККН замість аналітичного способу, описуваного в підрозд. 2.4 цієї частини, розрахунки повинні бути виконані для наступних випадків навантаження;

3.1 Крутіння.

Конструкція зазнає впливу чистим крутінням. Деформація торцевих поверхонь моделі пригнічується.

Крутний момент додається до центрального вузла на осі колінчастого вала. Цей вузол працює як головний вузол із шістьма ступенями свободи і жорстко з'єднаний з іншими вузлами торцевої поверхні.

Такі граничні умови і умови навантаження застосовні як для рядних, так і V-подібних двигунів

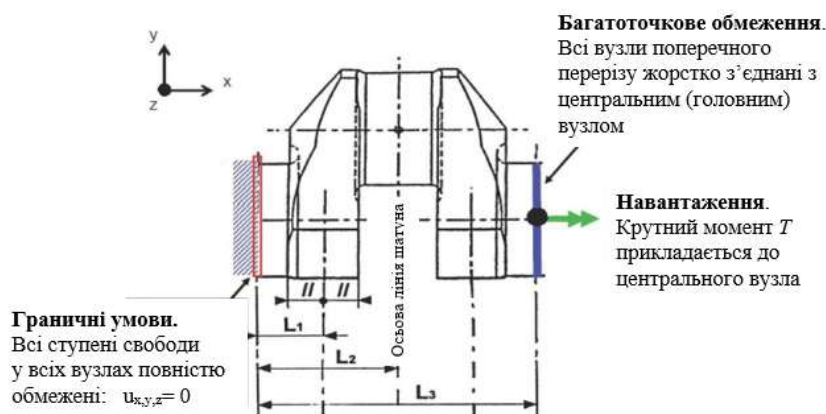


Рис. 3.1. Граничні умови і умови навантаження для випадку навантаження крутінням

Для всіх вузлів у галтелях рамових і шатунних шийок визначаються головні напруження, еквівалентне напруження крутіння розраховується за формулою:

$$\tau_{\text{ЕКВ.}} = \max(|\sigma_1 - \sigma_2|/2, |\sigma_2 - \sigma_3|/2, |\sigma_1 - \sigma_3|/2)$$

Максимальне значення, що береться для наступного розрахунку ККН, становить:

$$\alpha_T = \tau_{\text{ЕКВ.}, \alpha} / \tau_N$$

$$\beta_T = \tau_{\text{ЕКВ.}, \beta} / \tau_N$$

де: τ_N - номінальне напруження крутіння в шатунній і рамовій шийці згідно з 2.4.5.1 цієї частини при крутному моменті T :

$$\tau_N = T/W_p.$$

3.2 Чистий вигин (чотирихточковий вигин).

Конструкція зазнає впливу чистим вигином. Деформація торцевих поверхонь моделі пригнічується.

Вигинальний момент додається до центрального вузла на осі колінчатого вала. Цей вузол працює як головний вузол із шістьма ступенями свободи і жорстко з'єднаний з іншими вузлами торцевої поверхні.

Такі граничні умови і умови навантаження застосовні як для рядних, так і V-подібних двигунів.

Для всіх вузлів у галтелях рамових і шатунних шийок визначаються еквівалентні напруження по Мізесу $\sigma_{екв.}$.

Найбільше значення використовується для розрахунків ККН за наступними формулами:

$$\alpha_B = \sigma_{екв.,\alpha} / \sigma_N$$

$$\beta_B = \sigma_{екв.,\beta} / \sigma_N$$

$$\alpha_B = \sigma_{екв.,\alpha} / \sigma_N$$

$$\beta_B = \sigma_{екв.,\beta} / \sigma_N$$

Номінальне напруження σ_N розраховується згідно з 2.4.4.2 цієї частини при вигинаючому моменті M за наступною формулою:

$$\tau_N = M/W_{equ}.$$



Рис. 3.2. Граничні умови і умови навантаження для випадку навантаження чистим вигином

3.3 Вигин із зрізом (трихточковий вигин).

Даний випадок навантаження розраховується для визначення ККН для чистої поперечної (радіальної) сили β_Q , що діє на галтель рамової шийки.

Конструкція зазнає впливу трихточкового вигину. Деформація обох торцевих поверхонь моделі пригнічується. Усі вузли жорстко з'єднані із центральним вузлом; граничні умови застосовуються до центральних вузлів.

Ці вузли виступають у ролі головних вузлів і мають 6 ступенів свободи.

Сила прикладається до центрального вузла, розташованого на шатунній шийці на осьовій лінії шатуну. Цей вузол з'єднаний з усіма іншими вузлами поперечного перерізу шатунної шийки. Деформації поперечного перерізу не пригнічуються.

Такі граничні умови і умови навантаження застосовні як для рядних, так і V-подібних двигунів. Для двигунів з V-подібним розташуванням циліндрів може моделюватися тільки одна сила, передана шатуном. Використання двох сил від шатунів не приведе до значної зміни значень ККН.

Розраховується максимальне еквівалентне напруження по фон Мізесу $\sigma_{зР}$ в галтелі рамової шийки.

ККН для галтелі рамової шийки може бути визначено двома описаними нижче способами.

3.3.1 Спосіб 1.

Результати розрахунків трьохточкового і чотирьохточкового вигину сполучаються в такий спосіб:

$$\sigma_{3P} = \sigma_{N3P}\beta_B + \sigma_{Q3P}\beta_Q$$

$$\sigma_{3P} = \sigma_{N3P} \beta_B + \sigma_{Q3P} \beta_Q$$

де:

σ_{3P} – згідно з розрахунками МКЕ;

σ_{N3P} – номінальне вигинаюче напруження в центрі щоби, що виникає внаслідок впливу сили F_{3P} [Н], що прикладається по осевій лінії даного шатуна (див. рис. 3.4);

β_{Q3P} – згідно п. 3.2;

$\sigma_{Q3P} = Q_{3P} / (BW)$, де Q_{3P} – радіальна (, що зрізує) сила на щоби, яка виникає в результаті дії сили F_{3P} [Н], що прикладається по осевій лінії цього шатуна (див. також рис. 2.4.4.1-1 і 2.4.4.1-2 цієї частини).

3.3.2 Спосіб 2.

У статично визначеній системі з одним кривошипом на двох підшипниках вигинальний момент і радіальна (, що зрізує) сила пропорційні. Тому ККН галтелі рамової шийки може бути знайдений безпосереднім кінцево-елементним розрахунком трьохточкового вигину.

ККН розраховується за наступною формулою:

$$\beta_{BQ} = \sigma_{3P} / \sigma_{N3P}$$

Позначення див. в 3.3.1.

При використанні цього методу визначення радіальної сили і напруження згідно із підрозд. 2.4 цієї частини стає надлишковим. Тоді розраховується змінне вигинаюче напруження в галтелі рамової шийки згідно з 2.4.4.3 підрозд. 2.4 цієї частини за наступною формулою:

$$\sigma_{BG} = \pm |\sigma_{BFN} \beta_{BQ}|$$

Цей метод не застосовується до галтелі шатунної шийки, і такий ККН не повинен використовуватися в рамках методів розрахунків, відмінних від тих, у яких передбачається наявність статично визначеної системи (як у підрозд. 2.4 цієї частини).



Рис. 3.3. Граничні умови і умови навантаження для випадку трьохточкового вигину при рядному двигуні

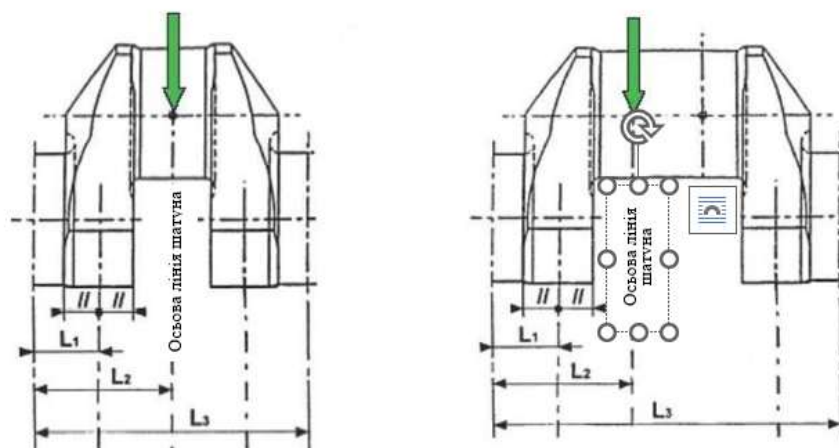


Рис. 3.4 Прикладання навантаження у випадку рядного і V-подібного двигуна

ПОСІБНИК З ОЦІНКИ РЕЗУЛЬТАТІВ ВИПРОБУВАНЬ НА УТОМНУ МІЦНІСТЬ⁷

ЗМІСТ

1. Вступ
 - 1.1 Випробування малих зразків
 - 1.2 Випробування повнорозмірного кривошипа
2. Оцінка результатів випробувань
 - 2.1 Принципи
 - 2.2 Ступеневий метод
 - 2.3 Модифікований ступеневий метод
 - 2.4 Розрахунки вибіркового середнього і стандартного відхилення
 - 2.5 Певний інтервал для середньої межі втоми
 - 2.6 Певний інтервал для стандартного відхилення
3. Випробування малих зразків
 - 3.1 Визначення вигинальної утомної міцності
 - 3.2 Визначення крутильної утомної міцності
 - 3.3 Інші місця добору зразків
 - 3.4 Зіставлення результатів випробувань
4. Повнорозмірні випробування
 - 4.1 Гідравлічна пульсація
 - 4.2 Резонансний стенд
 - 4.3 Використання результатів і прийнятність колінчастого вала
5. Застосування наявних результатів до аналогічних колінчастих валів

1. ВСТУП

Випробування на утомну міцність можна розділити на дві основні групи: випробування малих зразків і випробування повнорозмірних кривошипів. Випробування можуть проводитися ступеневим способом або модифікованим ступеневим способом. Також можуть використовуватися інші статистичні методи оцінки.

1.1 Випробування малих зразків.

Для колінчастих валів з галтелями без поверхневого зміцнення утомна міцність може бути визначена за допомогою випробувань малих зразків, узятих від повнорозмірного кривошипа, проте цей спосіб не повинен застосовуватися у випадку, якщо сусідні з галтелями області мають поверхневе зміцнення, що створює залишкові напруження в галтелях.

Особливістю таких випробувань є можливість виготовлення досить великої кількості зразків для проведення випробувань із різними коефіцієнтами асиметрії циклу напружень R і в різних режимах навантаження (осьове, вигинальне, крутильне), з надрізом або без нього для оцінки характеристики використовуваних матеріалів в умовах багатоосевого навантаження.

1.2 Випробування повнорозмірного кривошипа.

У випадку колінчастих валів з поверхневим зміцненням утомна міцність може бути визначена тільки за допомогою випробування повнорозмірних кривошипів.

⁷ Див. УВ МАКТ М53 (Rev.3 June 2017)

У випадку 3- і 4- точкового вигину навантаження може додаватися за допомогою гідравлічних приводів або за допомогою збудника на резонансному стенді, що дозволяє робити випробування з коефіцієнтом асиметрії циклу напружень $R = -1$.

2. ОЦІНКА РЕЗУЛЬТАТІВ ВИПРОБУВАНЬ

2.1 Принципи.

Перед проведенням випробувань на утомну міцність колінчастий вал необхідно перевірити відповідно до процедур контролю якості, включаючи відповідність хімічного складу матеріалу, його механічних властивостей, твердості поверхні, глибини і довжини зміцнення, якості обробки поверхонь шийок.

Зразки для випробувань повинні бути підготовлені таким чином, щоб відображати «нижню частину» діапазону прийнятних значень – зокрема, для колінчастих валів з індукційним гартуванням це означає глибину зміцнення, що мінімально допускається, мінімальну довжину зони зміцнення на галтелі тощо. У разі, якщо зазначені передумови не виконані, то середні результати випробувань необхідно буде скорегувати з урахуванням певного інтервалу: для середнього і для стандартного відхилення може бути взятий інтервал з певною ймовірністю 90%.

При використанні в рамках підрозд. 2.4 цієї частини результатів випробувань необхідно перевірити і переконатися, що вони відповідають середній утомній міцності, з урахуванням або без урахування зазначеного вище інтервалу з певною ймовірністю 90%.

Стандартне відхилення повинне визначатися з урахуванням інтервалу для певної ймовірності 90 %. При цьому результат, який буде взятий як утомна міцність, буде дорівнювати середньому значенню утомної міцності мінус одне стандартне відхилення.

Якщо оцінка проводиться для визначення відношення між механічними властивостями матеріалу при статичному навантаженні і утомною міцністю, таке співвідношення повинне ґрунтуватися на фактичних (тобто обмірюваних) механічних властивостях, а не на встановлених мінімальних значеннях цих властивостей.

Методика розрахунків, надана в 2.4, застосовується як для ступеневого, так і для модифікованого ступеневого методу.

2.2 Ступеневий метод.

При застосуванні ступеневого методу в першому зразку створюється напруження, відповідне середній очікуваній утомній міцності. Якщо зразок витримує 107 циклів, його відкладають, а для на-ступного зразка створюють напруження на один ступень вище попереднього, тобто після кожного зразка, що успішно пройшов випробування, завжди йде наступний, у якому створюється напруження на один ступень вище. При цьому між ступенями збільшення напруження підбирають таким чином, щоб відхилення відповідало очікуваному рівню стандартного відхилення.

Якщо зразок руйнується до проходження 107 циклів, то фіксують відпрацьовану кількість циклів, а в наступному зразку створюють напруження на один ступінь нижче попереднього. При цьому, сума неуспішно та успішно завершених випробувань дорівнює кількості зразків.

Первісний ступеневий метод застосуємо тільки у випадку наявності великої кількості зразків, оскільки для досягнення достатньої точності результату випробувань необхідно використання близько 25 зразків.

2.3 Модифікований ступеневий метод.

При застосуванні модифікованого ступеневого методу в першому зразку створюється напруження, яке, найімовірніше, виявиться помітно нижче середньої утомної міцності.

Коли цей зразок успішно пройде 107 циклів навантаження, у ньому ж створюється напруження на один ступінь вище попереднього. При цьому між ступенями збільшення напруження повинне підбиратися таким чином, щоб відповідати очікуваному рівню стандартного відхилення.

Процес ступеневого збільшення навантаження триває зі зразком до його руйнування. Після його руйнування, у наступному зразку створюється напруження щонайменше на 2 ступеня нижче того, при якому відбулося руйнування попереднього зразка.

У рамках цього підходу кількість неуспішно і успішно завершених випробувань (вважаючи по найвищому рівню напружень, при якому зразок успішно пройшов 107 циклів) звичайно рівне числу зразків.

Результат, отриманий за підсумками випробувань по модифікованому ступеневому методу, слід використовувати з обережністю, оскільки є ймовірність, що по -ступеневе збільшення навантаження на зразок, особливо при великому середньому напруженні, має властивість збільшувати межу втоми, хоча цей ефект менше виражений у випадку випробувань зразків високоміцних сталей з межею міцності більше 800МПа.

При необхідності розрахунку певного інтервалу мінімальна кількість випробовуваних зразків становить 3 одиниці.

2.4 Розрахунки вибіркового середнього і стандартного відхилення.

Далі представлений приклад випробувань для 5 кривошипів. При використанні модифікованого ступеневого методу і методу оцінки Діксона і Муда кількість зразків дорівнює 10, тобто 5 успішних і 5 неуспішних результатів:

Кількість зразків $n = 10$

Крім того, даний метод поділяється на два види з наступними результатами випробувань:

Менше частий результат – неуспішний $C = 1$

Менше частий результат – успішний $C = 2$

У рамках цього методу використовуються тільки менше часті результати випробувань, тобто якщо неуспішних результатів більше, ніж успішних, то використовується кількість успішних результатів, і навпаки.

При використанні модифікованого ступеневого методу кількість успішних і неуспішних результатів звичайно однакова. Проте випробування можуть бути і невдалими, наприклад, кількість успішних результатів може бути менше кількості неуспішних результатів, якщо зразок з напруженням на два ступеня нижче, ніж у попередньому (неуспішному) випадку, руйнується відразу ж.

З іншого боку, якщо таке несподіване передчасне руйнування відбувається після відносно великої кількості циклів, то рівень напруження нижче даного можна визначити як успішний.

Підхід Діксона і Муда, виведений з теорії максимальної правдоподібності (який також може бути використаний, особливо в ході випробувань із невеликою кількістю зразків), дозволяє визначити деякі прості наближені рівняння для розрахунків вибіркового середнього і стандартного відхилення за результатами випробування ступеневим методом. Вибіркове середнє може бути розраховане за наступною формулою:

$$\bar{S}_a = S_{a0} + d(A/F - 1/2) \text{ для } C = 1$$

$$\bar{S}_a = S_{a0} + d(A/F + 1/2) \text{ для } C = 2$$

Стандартне відхилення може бути визначене за на-ступною формулою:

$$s = 1,62d \left(\frac{F \cdot B - A^2}{F^2} + 0,029 \right),$$

де:

S_{a0} — найнижчий рівень напруження для менше частого результату

d — ступень напруження

$F = \sum f_i$

$A = \sum i \cdot f_i$

$B = \sum i^2 \cdot f_i$

i — номер рівня напруження

f_i — кількість зразків на рівні напруження i .

Формула для розрахунків стандартного відхилення є наближеною і може застосовуватися при

$$\frac{F \cdot B - A^2}{F^2} > 0,3 \text{ і } 0,5s < d < 1,5s$$

Якщо жодне із цих умов не виконується, слід розглянути можливість виконання повторного випробування ступеневим методом або для надійності значно збільшити величину стандартного відхилення.

Якщо величина ступеня d значно більше стандартного відхилення s , дана методика приводить до меншого стандартного відхилення і небагато більшого вибіркового середнього, ніж коли різниця між ступенем і стандартним відхиленням відносно мала.

Відповідно, якщо величина ступеня d значно менше стандартного відхилення s , то дана методика дає більше стандартне відхилення і небагато менше вибіркове середнє.

2.5 Певний інтервал для середньої межі утоми.

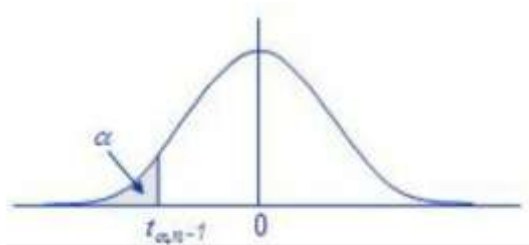
При повторному проведенні випробувань на утомну міцність ступеневим методом вибіркове середнє і стандартне відхилення будуть, найімовірніше, відрізнятись від попереднього випробування. Тому за рахунок використання певного інтервалу для вибіркового середнього необхідно забезпечити, із заданим рівнем упевненості, щоб значення, отримані при повторних випробуваннях, були вище обраної межі утоми.

Відомо, що певний інтервал для вибіркового середнього з невідомою дисперсією має t -розподіл (розподіл Стюдента), симетричний щодо середнього.

Примітка: певний інтервал — інтервал отримуваних значень, які вважаються надійними (достатньо вірними) щодо застосовуваної процедури випробувань.

Якщо S_a є емпіричним середнім, а s — емпіричним стандартним відхиленням для послідовності з n зразків, у яких значення змінних розподілені нормально з невідомим вибірквим середнім і невідомою дисперсією, певний інтервал $(1-\alpha) \cdot 100\%$ для середнього рівний:

$$P(S_a - t_{\alpha, n-1} \cdot s / \sqrt{n} < S_{aX\%}) = 1 - \alpha$$



Певний рівень, звичайно використовуваний для визначення вибіркового середнього, становить 90 %, тобто 90 % вибіркових середніх, отриманих у результаті повторних випробувань, будуть вище значення, розрахованого при обраному певному рівні. На рисунку показане значення t для певного інтервалу $(1-\alpha) \cdot 100\%$ для вибіркового середнього.

Рис. 2.5. Розподіл Стюдента

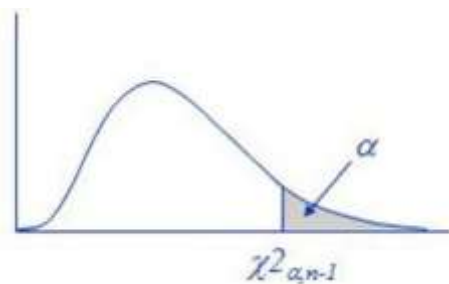
Певний інтервал, що вийшов, симетричний щодо емпіричного середнього вибіркових значень, а нижню межу можна визначити за формулою:

$$S_{aX\%} = S_a - t_{\alpha, n-1} \cdot s / \sqrt{n}$$

що є середньою межею утоми (сукупне значення), по якому можна визначити скорочену межу утоми, що враховує межі імовірності руйнування.

2.6 Певний інтервал для стандартного відхилення.

Певний інтервал для дисперсії нормальної випадкової змінної має розподіл χ^2 (хі-квадрат) з $n-1$ ступенями свободи.



Певний рівень стандартного відхилення використовується для забезпечення того, щоб стандартні відхилення при повторних випробуваннях перебували нижче верхньої межі, одержуваної із стандартного відхилення за результатами утомних випробувань із певним рівнем. На рисунку показаний розподіл χ^2 (хі-квадрат) для певного діапазону $(1-\alpha) \cdot 100\%$ для дисперсії.

Рис. 2.6. Розподіл χ^2 (хі-квадрат)

Передбачуваний результат утомних випробувань n зразків являє собою нормальну випадкову змінну з дисперсією σ^2 і має емпіричну дисперсію s^2 . Певний інтервал $(1-\alpha) \cdot 100\%$ для даної дисперсії становить:

$$P\left(\frac{(n-1)s^2}{\sigma^2} \leq \chi_{\alpha, n-1}^2\right) = 1 - \alpha$$

Довірчий інтервал $(1-\alpha) \cdot 100\%$ для стандартного відхилення рівний квадратному кореню із верхньої межі певного інтервалу дисперсії і визначається за формулою:

$$S_{X\%} = \sqrt{\frac{n-1}{\chi_{\alpha, n-1}^2}} S$$

Це стандартне відхилення (сукупне значення), по якому можна визначити межу утоми, що враховує межі ймовірності руйнування.

3. ВИПРОБУВАННЯ МАЛИХ ЗРАЗКІВ

Під малим зразком тут розуміється один із зразків, узятих від кривошипа. Оскільки зразки використовуються для визначення утомної міцності галтелей, вони повинні відбиратися з областей, що перебувають близько до галтелей, як показано на рис. 3.

Необхідно переконатися, що напрямок головного напруження при випробуваннях зразка еквівалентний такому для повнорозмірного кривошипа.

Перевірку рекомендується проводити за допомогою МКЕ.

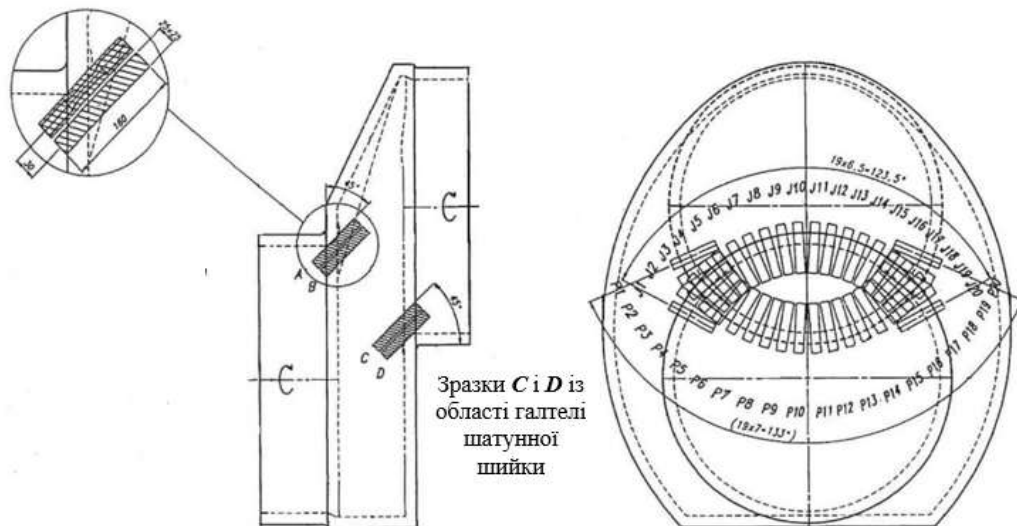


Рис. 3. Місця добору зразків із кривошипа

Статичні механічні якості визначаються відповідно до процедур контролю якості.

3.1 Визначення вигинаючої утомної міцності.

Рекомендується використовувати зразки без надрізу щоб уникнути виникнення невизначеностей, пов'язаних із впливом градієнта напружень.

Краща методика випробувань знакозмінним навантаженням (коефіцієнт асиметрії циклу напружень $R = -1$), проте з урахуванням особливостей проведення випробування і для умов багато-осьового навантаження додатково можуть використовуватися інші методики.

Для забезпечення того, щоб напрямок головного напруження в ході випробувань знакозмінним навантаженням відображав напрямок головного напруження на повнорозмірному кривошипі, при відсутності додаткової інформації зразок необхідно розташовувати під кутом 45° , як показано на рис. 3.

А. Якщо метою випробувань є визначення впливу чистоти поверхні, можна використовувати зразки, узяті з області приблизно на 120° уздовж окружності (див. рис. 3).

В. Якщо метою випробувань є визначення впливу безперервного кування, зразки необхідно брати винятково з області поблизу площини кривошипа.

3.2 Визначення крутильної утомної міцності.

А. Якщо зразки зазнають випробуванню на крутіння, вибір зразків здійснюється по тих же критеріях, що при випробуваннях на вигин. Під час оцінки слід урахувувати вплив градієнта напружень.

В. Якщо зразки випробовуються знакозмінним навантаженням і при відсутності додаткової інформації, зразки слід відбирати з області в межах 45° від площини кривошипа, для забезпечення колінеарності напрямків головних напружень між зразками і повнорозмірним кривошипом.

При доборі зразка на деякій відстані від серединної площини (площини кривошипа) колінчастого вала уздовж галтелі, цю площину можна повертати навколо центру шатунної шийки і брати кілька зразків для визначення напрямку руйнування внаслідок крутіння (результати необхідно перетворити у відповідні крутильні значення).

3.3 Інші місця добору зразків.

Якщо метою випробувань є визначення утомних характеристик, а колінчастий вал виготовлений безперервним куванням, можуть також добиратися поздовжні зразки на більше довгих ділянках вала з тих місць, звідки звичайно відбираються зразки для механічних випробувань. Для цього необхідно, щоб така довга ділянка вала проходила термічну обробку як складова частина колінчастого вала, а його розмір забезпечував схожу із кривошипом швидкість охолодження при гартуванні.

При використанні результатів випробувань зразків від довгої частини вала необхідно урахувувати, наскільки структура зерна в цій частині відповідає галтелям шатунних шийок.

3.4 Зіставлення результатів випробувань.

Величину утомної міцності, отриману в ході випробувань зразків, необхідно перетворити в утомну міцність повнорозмірного колінчастого вала.

При використанні характеристик вигинаючої міцності, визначених у ході випробувань, слід урахувувати, що успішно здійснене безперервне кування дає підвищені, порівняно з іншими видами кування, характеристики, але звичайно не приводить до розмірного підвищенню крутильної утомної міцності.

У подібних випадках рекомендується додатково провести випробування на крутіння або виконати консервативну оцінку крутильної утомної міцності, наприклад, без урахування безперервного кування. Цей підхід застосуємо при використанні критерію Гафа – Полларда.

Проте він незастосовний при використанні критерію фон Мізеса або багатоосьових критеріїв, наприклад, критерію Фіндлі.

Якщо виявлене співвідношення між вигинаючою і крутильною утомною міцністю суттєво відрізняється від $\sqrt{3}$, замість критерію фон Мізеса слід використовувати критерій Гафа – Полларда.

Крім того, при дослідженні характеристик матеріалу в умовах багатоосьового навантаження необхідно врахувати, що безперервне кування уздовж напрямку волокон робить матеріал неоднорідним у частині утомної міцності, у зв'язку із чим характеристики матеріалу у різних площинах будуть різними.

Уведення будь-яких коефіцієнтів впливу повинне бути обґрунтоване. Оскільки коефіцієнти, застосовувані при масштабуванні результатів випробувань для матеріалу без поверхневого зміцнення,

і матеріалу, підданого поверхневому зміцненню можуть бути різні, краще випробування зразків, узятих як з незміцненого, так і зі зміцненого матеріалу.

4. ПОВНОРОЗМІРНІ ВИПРОБУВАННЯ

4.1 Гідравлічна пульсація

Для випробувань колінчастих валів трьох- або чотирьохточковим вигином і крутінням може бути побудований гідравлічний випробний стенд, що дозволяє проводити випробування з будь-якими значеннями коефіцієнта асиметрії циклу напружень R .

Перед початком випробування величина прикладеного навантаження повинна бути перевірена за допомогою тензометричних датчиків на гладких ділянках вала, а під час випробування їхнє застосування для контролю навантаження необов'язкове. Також доцільно перевіряти напруження в галтелях за допомогою ланцюжків тензометричних датчиків.

Крім того, важливо, щоб випробний стенд забезпечував граничні умови згідно до Додатку III (див. 3.1 – 3.3).

Статичні механічні якості визначаються відповідно до процедур контролю якості.

4.2 Резонансний стенд.

Резонансний стенд із відносно невисоким енергоспоживанням застосовується для визначення вигинаючої утомної міцності, як правило, при коефіцієнті асиметрії циклу напружень $R = -1$. З урахуванням того, що його робоча частота звичайно відносно висока, тобто 107 циклів можна досягти протягом декількох діб.

Обладнання випробного стенда показано на рис. 4.2-1.

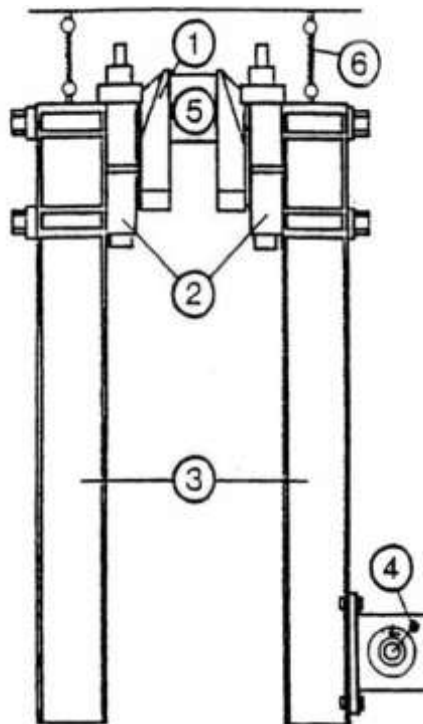


Рис. 4.2-1. Приклад обладнання резонансного стенда для випробування вигинаючим навантаженням

1 — Кривошип; 2 — Опори; 3 — Двотаврова балка; 4 — Ексцентрик із приводом від двигуна з регульованою частотою обертання; 5 — Тензометричний датчик для регулювання і контролю навантаження; 6 — Пружна підвіска

Величина прикладеного навантаження повинна перевірятися за допомогою тензометричних датчиків на гладких ділянках вала. Також доцільно перевіряти напруження в галтелях за допомогою ланцюжків тензометричних датчиків.

Затискачі навколо рамових шийок повинні бути влаштовані таким чином, щоб виключити сильне стирання, яке може привести до руйнування під краями затисків. При наявності визначеної відстані між затискачами і галтелями рамових шийок навантаження буде відповідати чотирьохточковому вигину і, таким чином, буде репрезентативним і для галтелей рамових шийок.

У двигуні галтелі шатунних шийок звичайно працюють при коефіцієнті асиметрії циклу напружень R більше, ніж -1 , а галтелі рамових шийок менше, ніж -1 .

При необхідності можна забезпечити таке навантаження за рахунок створення попереднього напруження.

Обладнання стенда для визначення крутильної утоми показано на рис. 4.2-2.

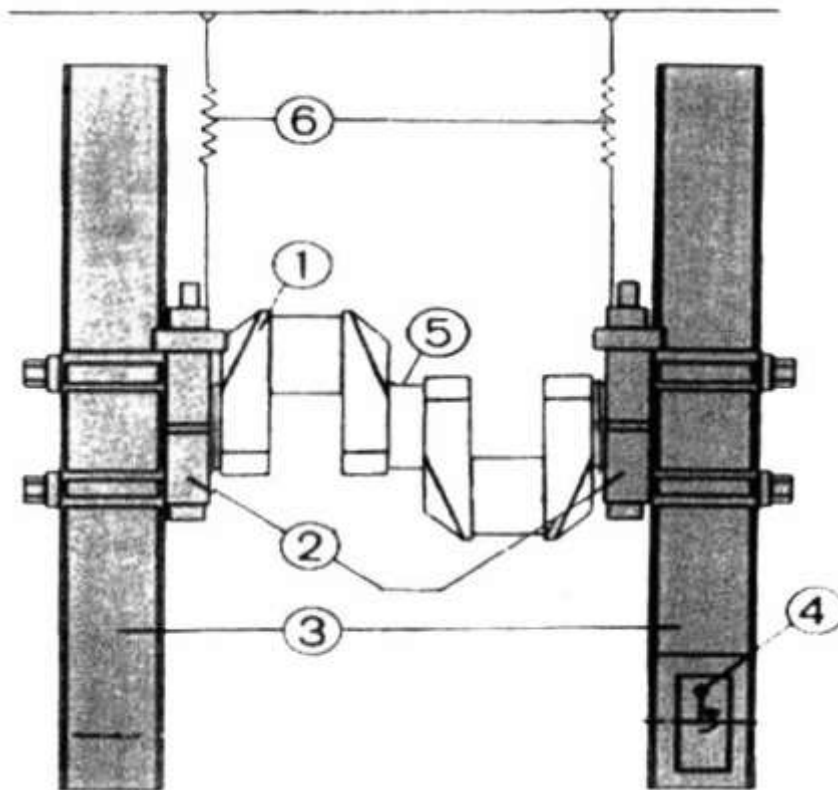


Рис. 4.2-2. Приклад обладнання резонансного стенда для випробування двосекційного кривошипа крутильним навантаженням

1 — Кривошип; 2 — Ексцентрик із приводом від двигуна; 3 — Затискач; 4 — Тензометричний датчик;
5 — Двотаврові балки; 6 — Пружна підвіска

При впливі на кривошип крутного навантаження скручування шатунної шийки змушує рамові шийки зміщатися в бічному напрямку.

Якщо на крутильному резонансному стенді випробовується один кривошип, то рамові шийки із закріпленими на них вантажами можуть вібрувати в бічному напрямку, при цьому бічне переміщення закріплених вантажів може бути зменшене за рахунок використання двох кривошипів, особливо якщо кривошипи орієнтовані однаково. Проте в такому випадку рамова шийка, розташована посередині, буде переміщатися інтенсивніше.

Оскільки бічні переміщення можуть викликати певні вигинаючі напруження, на гладкі частини шатунних шийок також повинні бути встановлені тензометричні датчики для виміру будь-яких можливих вигинів, які можуть вплинути на результати випробувань.

Як і у випадку випробувань на вигин, величина прикладеного навантаження повинна перевірятися за допомогою тензометричних датчиків на гладких ділянках вала. Також доцільно перевіряти напруження в галтелях за допомогою ланцюжків тензометричних датчиків.

4.3 Використання результатів і прийнятність колінчастого вала.

Для суден, контракт на побудову або переобладнання яких укладений до 01. 01. 2021 року.

Для комбінування результатів випробувань на вигинаючу із крутильною утомною міцністю при розрахунках прийнятності колінчастого вала (див. 2.4.11 цієї частини) підхід Гафа – Полларда може застосовуватися в наступних випадках:

Відносно діаметра шатунної шийки:

$$Q = \left(\sqrt{(\sigma_{BH}/\sigma_{DWCT})^2 + (\tau_{BH}/\tau_{DWCT})^2} \right)^{-1}$$

де:

σ_{DWCT} – утомна міцність при вигинаючих випробуваннях;

τ_{DWCT} – утомна міцність при крутильних випробуваннях.

Відносно мастильного отвору шатунної шийки:

$$Q = \left(\sqrt{(\sigma_{BO}/\sigma_{DWOT})^2 + (\tau_{TO}/\tau_{DWOT})^2} \right)^{-1}$$

де:

σ_{DWOT} – утомна міцність при вигинаючих випробуваннях;

τ_{DWOT} – утомна міцність при крутильних випробуваннях.

Відносно діаметра рамової шийки:

$$Q = \left(\sqrt{(\sigma_{BG}/\sigma_{DWJT})^2 + (\tau_G/\tau_{DWJT})^2} \right)^{-1}$$

де:

σ_{DWJT} – утомна міцність при вигинаючих випробуваннях;

τ_{DWJT} – утомна міцність при крутильних випробуваннях.

Якщо збільшення утомної міцності в результаті поверхневої обробки в описаних вище випадках вважається схожим, досить випробувати тільки найбільше критичні згідно розрахунків області, де поверхнева обробка не враховувалася.

Для суден, контракт на побудову або переобладнання яких укладений 01. 01. 2021 року або після цієї дати.

Для комбінування результатів випробувань на вигинаючу із крутильною утомною міцністю при розрахунках прийнятності колінчастого вала (див. 2.4.11 цієї частини) підхід Гафа - Полларда і формулювання найбільшого головного еквівалентного напруження можуть застосовуватися в наступних випадках:

Відносно діаметра шатунної шийки:

$$Q = \left(\sqrt{(\sigma_{BH}/\sigma_{DWOT})^2 + (\tau_{BH}/\tau_{DWCT})^2} \right)^{-0,1},$$

де: σ_{DWCT} - утомна міцність при вигинаючих випробуваннях;

τ_{DWCT} - утомна міцність при крутильних випробуваннях.

Відносно мастильного отвору шатунної шийки:

$$Q = \frac{\sigma_{DWOT}}{\sigma_v};$$

$$\sigma_v = \frac{1}{3} \sigma_{BO} \left[1 + 2 \sqrt{1 + \frac{9}{4} \left(\frac{\sigma_{TO}}{\sigma_{BO}} \right)^2} \right],$$

де: σ_{DWOT} - утомна міцність при найбільшому головному напруженні від крутильних випробувань.

Відносно діаметра рамкової шийки:

$$Q = \left(\sqrt{(\sigma_{BG}/\sigma_{DWJT})^2 + (\tau_G/\tau_{DWJT})^2} \right)^{-1}.$$

де: σ_{DWJT} - утомна міцність при вигинаючих випробуваннях;

τ_{DWJT} - утомна міцність при крутильних випробуваннях.

Якщо збільшення утомної міцності в результаті поверхневої обробки в описаних вище випадках вважається схожим, досить випробувати тільки найбільш критичні згідно розрахунками області, де поверхнева обробка не враховувалася.»

5. ЗАСТОСУВАННЯ НАЯВНИХ РЕЗУЛЬТАТІВ ДО АНАЛОГІЧНИХ КОЛІНЧАСТИХ ВАЛІВ

У випадку галтелей і мастильних отворів без поверхневої обробки утомні характеристики, визначені за результатами випробувань, можуть застосовуватися до колінчастих валів схожого типу при виконанні наступних умов:

Матеріал:

- схожий тип матеріалу;
- чистота того ж або більше високого рівня;
- можуть бути додані такі ж механічні властивості (співвідношення розмірів і здатність до зміцнення).

Геометрія:

- різниця у впливі градієнта напружень через відмінність у розмірах незначна або враховується;
- напрямок головного напруження еквівалентне. Див. підрозд. 3.

Виробництво:

- схожа технологія виробництва.

Індукційно загартований або азотований у газовому середовищі колінчастий вал буде зазнавати утому або на поверхні, або в зоні переходу до серцевини. Дані про поверхневу утомну міцність, отримані в результаті утомних випробувань повнорозмірних кривошипів, можуть використовуватися відносно колінчастих валів такої або схожої конструкції, якщо утома спочатку з'являється на поверхні.

Схожість конструкції означає схожий тип матеріалу і поверхневу твердість, а також значення радіуса галтелей і глибини зміцнення в межах приблизно $\pm 30\%$ щодо аналогічних значень випробуваного колінчастого вала.

Поява утоми в перехідній зоні може відбутися або під поверхнею (тобто під твердим шаром), або на поверхні там, де закінчується гартування.

Утомна міцність у зоні переходу до серцевини може бути визначена за допомогою описаних вище випробувань при умові, що поява утоми відбулася в зоні переходу до серцевини.

Випробування, проведені тільки на матеріалі серцевини, не будуть уважатися репрезентативними, оскільки вони не враховують залишкові напруження розтягання в перехідній зоні.

Також необхідно відзначити, що ряд досліджень показали, що межа утоми може знижуватися в зоні надвеликого числа циклів з утворенням підповерхневих тріщин через наявність захопленого водню, що накопичується за рахунок дифузії в області деяких внутрішніх дефектів, що виступають у ролі точок зародження. У таких випадках слід знижувати межу утоми на кілька відсотків на кожний порядок циклів понад 10⁷. При високому вмісті водню можливе застосування зниження в розмірі 5% на кожний порядок циклів.

ІНСТРУКЦІЯ З РОЗРАХУНКІВ ГАЛТЕЛЕЙ З ПОВЕРХНЕВОЮ ОБРОБКОЮ І КРАЇВ МАСТИЛЬНИХ ОТВОРІВ⁸

ЗМІСТ

1. Вступ
2. Визначення поверхневої обробки
 - 2.1 Методи поверхневої обробки
3. Принципи розрахунків
 - 3.1 Оцінка місцевих напружень у галтелях
 - 3.2 Розрахунки напружень у краях мастильних отворів
 - 3.3 Критерій допустимості
4. Індукційне гартування
 - 4.1 Місцева утомна міцність
5. Азотування
 - 5.1 Місцева утомна міцність
6. Холодне формування
 - 6.1 Поверхнєве зміцнення карбуванням з використанням кулі
 - 6.1.1 Застосування наявних результатів до аналогічних колінчастих валів
 - 6.2 Холодне обкатування
 - 6.2.1 Застосування наявних результатів до аналогічних колінчастих валів

1. ВСТУП

Цей Додаток містить вказівки за розрахунками країв мастильних отворів і галтелей з поверхневою обробкою. Наведені пояснення щодо врахування різних способів обробки, а також представлені емпіричні формули для розрахунків. Консервативний емпіричний шлях обраний навмисно з метою підвищення надійності розрахунків.

Необхідно враховувати, що при наявності слід використовувати результати вимірів або більше точні дані. Проте, у випадку великого розкиду значень (наприклад, залишкових напружень) величини повинні вибиратися з тієї сторони діапазону, яка забезпечує свідомо більшу консервативність.

2. ВИЗНАЧЕННЯ ПОВЕРХНЕВОЇ ОБРОБКИ

Термін «поверхнева обробка» охоплює термічну, хімічну і механічну обробку, що виражається в доданні матеріалам неомогенності властивостей (твердості, хімічного складу, залишкових напружень) у напрямку від поверхні до серцевини матеріалу.

2.1 Методи поверхневої обробки.

Цей перелік містить можливі методи обробки і дані про їхній вплив на властивості, які визначають утомну міцність.

⁸ Див. УВ МАКТ М53 (Rev.3 June 2017)

Таблиця 1.2.4

Метод обробки	На що впливає
Індукційне загартування	Твердість і залишкові напруження
Азотування	Хімічний склад, твердість і залишкові напруження
Цементация	Хімічний склад, твердість і залишкові напруження
Гартування в штампі (без відпуску)	Твердість і залишкові напруження
Холодне обкатування	Залишкові напруження
Поверхнєве зміцнення карбуванням	Залишкові напруження
Дробоструминна обробка	Залишкові напруження
Лазерне поверхнєве зміцнення	Залишкові напруження
Карбування кулею	Залишкові напруження

Примітка: Важливо відзначити, що оскільки для суднових двигунів застосовними вважаються тільки індукційне гартування, азотування, холодне обкатування і карбування, інші методи, а також спільне застосування двох або більше перерахованих вище методів, у цьому документі не розглядаються. Крім того, гартування в штампі може розглядатися аналогічно індукційному гартуванню.

3. ПРИНЦИПИ РОЗРАХУНКІВ

Основним принципом є те, що величини знакозмінних робочих напружень повинні бути менше величин місцевої утомної міцності (з урахуванням ефекту поверхневої обробки), при цьому можливе виникнення тріщин, що не розповсюджуються, докладну інформацію див. також в 6.1.

Далі виконується розподіл на заданий коефіцієнт запасу міцності. Даний принцип застосовується до цілих галтелей і країв мастильних отворів, а також до підповерхневого шару до глибини нижче зони впливу обробки, тобто поширюється впритул до серцевини.

При розгляді місцевої утомної міцності необхідно враховувати вплив місцевої твердості, залишкового напруження і середнього робочого напруження. Вплив «ефекту гігациклів», особливо на процес виникнення підповерхневих тріщин, повинний бути компенсований встановленим запасом міцності.

Укraj необхідний ретельний облік величини площі поверхні в зонах концентрації напружень, що зазнає обробку. У зоні переходу від зміцненої поверхні до поверхні, яка не зміцнюється, виникають значні залишкові напруження розтягання.

У зв'язку із цим утворюються «слабкі точки», що є значимим, якщо вони перебувають в області підвищених напружень.

Необхідно знати величини змінних і середніх робочих напружень для всієї області концентрації напружень і для глибини, що становить приблизно 1,2 глибини обробки.

На рис. 3 показано використання цього принципу для індукційного гартування. Вісь x – спрямована або в глибину (у напрямку перпендикулярно поверхні), або уздовж контуру галтелі.

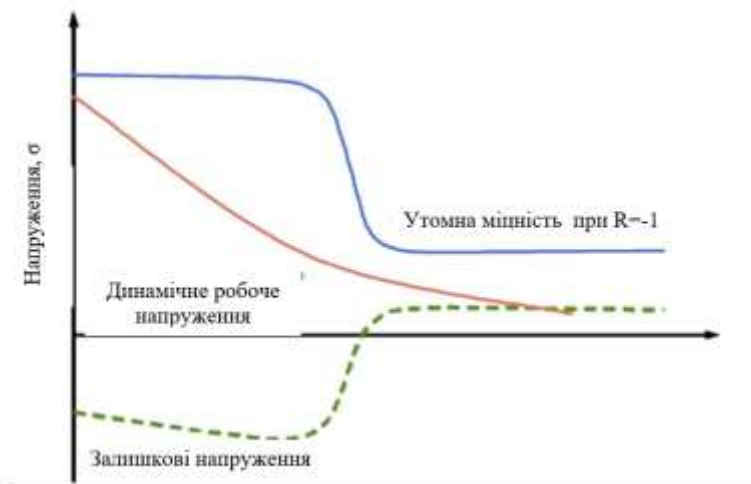


Рис. 3. Загальні принципи залежності напруження від глибини

Критерій допустимості повинен застосовуватися ступенево в напрямку від поверхні до серцевини і від точки максимальної концентрації напружень уздовж контуру поверхні галтелі до щок.

3.1 Оцінка місцевих напружень у галтелях.

Необхідно знати напруження уздовж контуру галтелі і у підповерхневому шарі до глибини, трохи більше глибини зміцненого шару. Такі дані, як правило, можуть бути визначені методом кінцево-елементного (МКЕ) аналізу, як описано в Додатку III. При цьому елементи в під-поверхневому шарі при аналізі повинні мати ті ж розміри, що й на поверхні. При зміцненні тільки шатунної шийки малі елементи при виконанні аналізу необхідно поширити уздовж поверхні до твердого шару.

Якщо проведення аналізу МКЕ неможливе, для колінчастих валів, виготовлених зі сталі може бути використаний спрощений метод. Він може бути заснований на визначених емпіричним шляхом ККН, як описано в 2.4.6 цієї частини (за умови знаходження в діапазоні застосовності цього методу), і градієнті відносних напружень, зворотно пропорційному радіусу галтелі. Напруження вигину і крутіння повинні розглядатися роздільно. До комбінації перерахованих вище параметрів застосовується критерій допустимості.

Підповерхневі напруження в перехідній зоні при мінімальній глибині зміцнення можна визначити через місцеві ККН уздовж осі, перпендикулярній до поверхні галтелі.

Функції $\alpha_{B-місц.}$ і $\alpha_{T-місц.}$ мають різну форму через відмінність у градієнтах напружень.

На поверхні можуть застосовуватися ККН α_B і α_T . Місцеві $\alpha_{B-місц.}$ і $\alpha_{T-місц.}$ зменшуються з глибиною. Відносні градієнти напружень на поверхні залежать від типу концентратора напружень, проте для галтелей шатунних шийок вони можуть бути спрощені до $2/R_H$ при вигині і $1/R_H$ при крутінні. Для галтелей рамових шийок виконуються аналогічні дії з використанням R_G і D_G . Номінальні напруження приймаються лінійними від поверхні до середньої точки щок між галтеллю шатунної шийки і галтеллю рамової шийки при вигині і до центрів шатунної і рамової шийки при крутінні.

У такому випадку, місцеві ККН є функцією глибини t відповідно до рівняння (3.1-1) і рис. 3.1-1 при вигині і рівнянням (3.1-2) і рис. 3.1-2 при крутінні.

$$\alpha_{B-місц} = (\alpha_B - 1) \cdot e^{\frac{-2t}{R_H}} + 1 - \left(\frac{2t}{\sqrt{W^2 + S^2}} \right)^{\frac{0.6}{\alpha_B}} \quad (3.1-1)$$

$$\alpha_{T-місц} = (\alpha_T - 1) \cdot e^{\frac{-t}{R_H}} + 1 - \left(\frac{2t}{D} \right)^{\frac{1}{\alpha_T}} \quad (3.1-2)$$

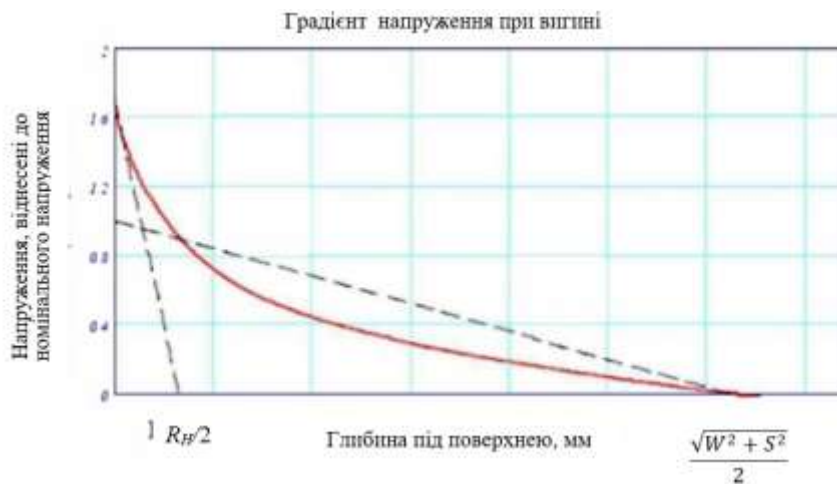


Рис. 3.1-1. ККН при вигині в галтелі шатунної шийки залежно від глибини. Відповідний ККН для галтелі рамової шийки може бути визначений шляхом заміни R_H на R_G



Рис. 3.1-2. ККН при крутінні в галтелі шатунної шийки залежно від глибини. Відповідний ККН для галтелі рамової шийки може бути визначений шляхом заміни R_H на R_G і D на D_G

У випадку, якщо зміцнена тільки шатунна шийка, а край зміцненої області розташований до галтелі ближче, ніж триразова максимальна глибина зміцнення, для визначення фактичних напружень у перехідній зоні необхідно використовувати МКЕ.

3.2 Розрахунки напружень в краях мастильних отворів.

Напруження в краях мастильних отворів також можуть розраховуватися за допомогою МКЕ.

Розмір елемента не повинен перевищувати $1/8$ діаметра мастильного отвору D_o , а якість елементної сітки повинна відповідати критеріям, наведеним у Додатку III.

Кінцево-елементна сітка повинна продовжуватися в радіальному напрямку досить далеко за межі глибини зміцнення.

Як навантаження в МКЕ використовується крутий момент (див. 3.1 Додатка III) і вигинальний момент при чотирьохточковому вигині (див. 3.2 Додатка III).

Якщо проведення аналізу МКЕ неможливе, для колінчастих валів, виготовлених зі сталі, може бути використаний спрощений метод. При цьому можуть використовуватися визначені емпіричним шляхом ККН (див. 2.4.6 цієї частини) (за умови знаходження в діапазоні застосовності цього методу). Вигинальні і крутильні напруження в точці максимальних напружень поєднуються відповідно до 2.4.8 цієї частини.

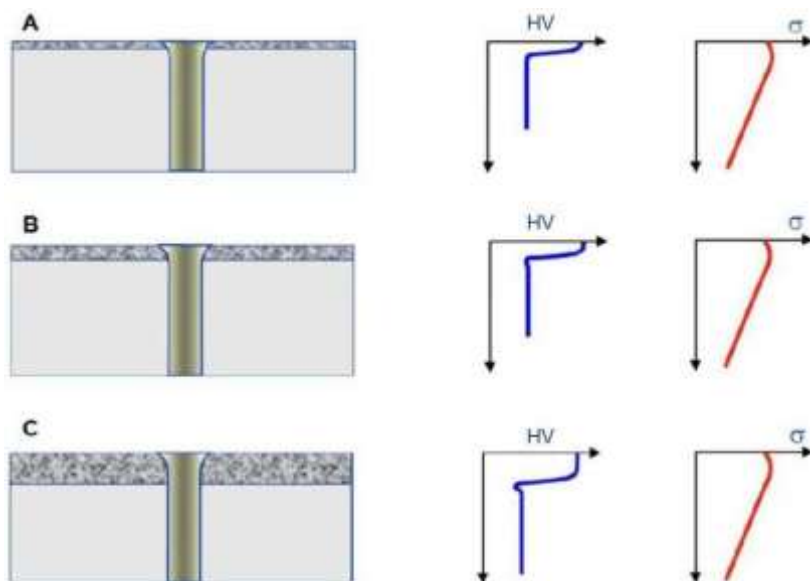


Рис. 3.2. Напруження і твердість в індукційно гартованих краях мастильних отворів

На рис. 3.2 показаний характер зміни твердості в перехідній зоні між «твердою» і «м'якою» зонами матеріалу. Характер зміни залежить, у тому числі, і від температури відпуску після гартування (при термообробці типу «гартування + відпуск»).

Максимальне напруження на краях отворів має місце в місці закінчення скруглення кромки.

У межах цієї зони напруження падає практично лінійно з відстанню до центру шатунної шийки. Як показано на рис. 3.2, при неглибокому (А) і середньому (В) зміцненні перехідна точка практично збігається із точкою максимальних напружень. При глибокому зміцненні перехідна точка виявляється поза точкою максимальних напружень, і місцеве напруження можна визначити як долю, рівну $(1 - 2tH/D)$ від максимального напруження, де tH - глибина зміцнення.

Підповерхневі напруження в перехідній зоні (при мінімальній глибині зміцнення) можна визначити через місцеві ККН уздовж осі, перпендикулярній до поверхні краю мастильного отвору.

Ці функції $\gamma_{B-місц.}$ і $\gamma_{T-місц.}$ мають різну форму через відмінність в градієнтах напружень.

На поверхнях можуть застосовуватися ККН γ_B і γ_T .

Місцеві ККН $\gamma_{B-місц.}$ і $\gamma_{T-місц.}$ зменшуються з глибиною. Відносні градієнти напружень на поверхні залежать від типу концентратора напружень, проте для країв мастильних отворів шатунної шийки вони можуть бути спрощені до $4/D_o$ при вигині і $2/D_o$ при крутіні. У такому випадку місцеві ККН є функцією глибини t :

$$\gamma_{B-місц.} = (\gamma_B - 1)e^{-4t/D_o} + 1 \quad (3.2-1)$$

$$\gamma_{T-місц.} = (\gamma_T - 1)e^{-2t/D_o} + 1 \quad (3.2-2)$$

3.3 Критерій допустимості.

Критерій допустимості конструкції колінчастих валів ґрунтується на відповідності утомної міцності.

У підрозд. 2.4 цієї частини співвідношення еквівалентного знакоперемінного напруження і утомної міцності порівнюється із критерієм допустимості $Q > 1,15$ для країв мастильних отворів, галтелей шатунних шийок і галтелей рамових шийок колінчастих валів, виготовлених зі сталі.

Цей критерій також повинен поширюватися на області з поверхневою обробкою, незалежно від того, аналізується поверхня чи перехідна зона.

4. ІНДУКЦІЙНЕ ГАРТУВАННЯ

Звичайно в технічних вимогах до твердості вказують діапазон величин поверхневої твердості, тобто мінімальне і максимальне значення, мінімальну і максимальну довжину в межах галтелі або по всій галтелі, а також мінімальну й максимальну глибину уздовж контуру галтелі. При цьому застосовуються шкали значень твердості по Віккерсу в діапазоні HV0,5...HV5.

Глибина індукційного гартування визначається як глибина, на якій твердість матеріалу становить не менше 80 % від мінімальної заданої поверхневої твердості.

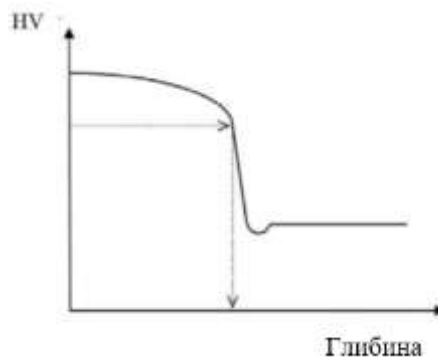


Рис. 4-1. Типовий графік залежності твердості від глибини. Стрілки вказують на глибину гартування

Показаний можливий характер розподілу твердості в зоні переходу до серцевини; показана зона зниження твердості може виявитися «слабкою» точкою: у ній може бути знижена місцева міцність і можуть виникати залишкові напруження розтягання.

При зміцненні одних тільки шатунних або рамових шийок мінімальна відстань до галтелі повинна призначатися з урахуванням впливу напруження розтягання в зоні термічного впливу (див. рис. 4.-2).

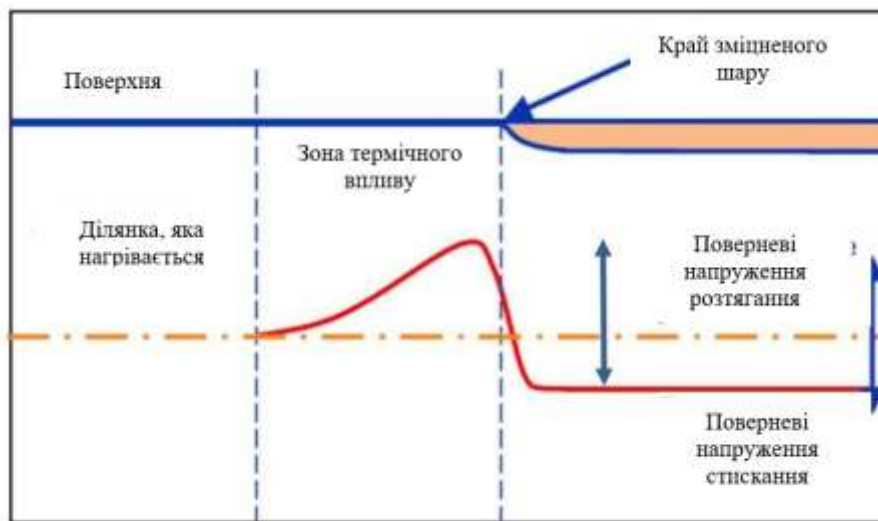


Рис. 4-2. Залишкові напруження уздовж поверхні шатунної шийки і галтелі

Якщо профіль «твердість-глибина» і залишкові напруження невідомі або не задані, можна прийняти наступне:

- профіль твердості включає два шари (див. рис. 4-1):
- постійна твердість від поверхні до перехідної зони;
- постійна твердість від перехідної зони до серцевини;
- залишкові напруження в твердій зоні становлять 200МПа (стискання);
- твердість перехідної зони – 90% від твердості серцевини, у випадку відсутності нерівномірного падіння твердості в зоні переходу до серцевини, показаної на рис. 4-1;
- максимальне залишкове напруження (по фон Мізесу) у перехідній зоні становить 300МПа (розтягання).

Якщо краї зміцнення шатунної або рамової шийки перебувають близько до галтелі, то повинний урахуватися вплив залишкових напружень розтягання. Якщо мінімальна відстань між краєм зміцнення і початком галтелі більше ніж в 3 рази перевищує максимальну глибину зміцнення, то такий вплив можна не враховувати.

4.1 Місцева утомна міцність.

Індукційно загартований колінчастий вал буде відчувати утому або на поверхні, або в зоні переходу до серцевини.

Утомна міцність (для поверхні і для перехідної зони) може бути розрахована за результатами випробувань на утому міцність повнорозмірного колінчастого вала згідно з Додатком IV.

У випадку з перехідною зоною, поява утоми може відбутися або під поверхнею (тобто під твердим шаром), або на поверхні там, де закінчується гартування.

Випробування, проведені тільки на матеріалі серцевини, не вважаються репрезентативними, оскільки вони не враховують залишкові напруження розтягання в перехідній зоні.

Як альтернатива, утомна міцність поверхні для колінчастих валів $\sigma_{F\text{поверх.}}$, МПа, виготовлених зі сталі, може бути визначена емпірично як описано далі (де HV – це поверхнева твердість по Віккерсу).

У рівнянні (4.1-1) закладене консервативне значення, яке допускає, що утомна міцність урахує вплив залишкового напруження.

Результуюче значення застосовне при коефіцієнті асиметрії циклу напружень $R = -1$.

$$\sigma_{F\text{поверх.}} = 400 + 0,5(HV - 400) \quad (4.1-1)$$

Слід зазначити, що вплив середнього напруження в індукційно загартованих сталей може бути значно вище, ніж у загартованих і відпущених.

Утомну міцність у перехідній зоні $\sigma_{F_{п.з. ш.ш.}}$, МПа, без урахування нерівномірного падіння твердості в зоні переходу до серцевини, показаної на рис. 4-1, необхідно визначати по рівнянню, наведеному в 2.4.9 цієї частини.

Для галтелей рамових і, відповідно, шатунних шийок діє наступна формула:

$$\sigma_{F_{п.з. ш.ш.}} = +K(0,42\sigma_B + 39,3) \left[0,264 + 1,073Y^{-0,2} + \frac{785 - \sigma_B}{4900} + \frac{196}{\sigma_B} \sqrt{1/X} \right] \quad (4.1-2)$$

де:

$Y=D_G$ і $X=R_G$ для галтелі рамової шийки,

$Y=D$ і $X=R_H$ для галтелі шатунної шийки,

$Y=D$ і $X=D_o/2$ для краю мастильного отвору.

Вплив залишкового напруження в (4.1-2) не враховується.

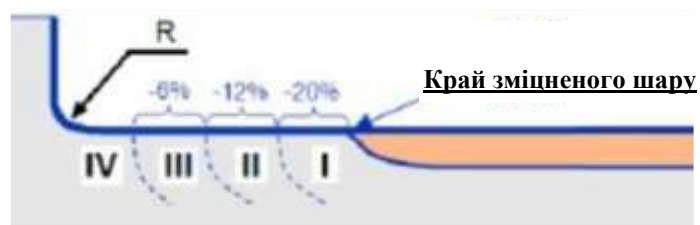
При аналізі утоми підповерхневого шару (нижче зміцненого шару) неврахування залишкових напружень розтягання слід урахувати шляхом відрахування 20% від отриманого вище значення. Ці 20%, що віднімаються, відповідають впливу середнього напруження в легованій загартованій і відпущеній сталі із залишковим напруження розтягання 300МПа. Для сталей низької міцності дана відсоткова величина повинна бути вище.

Якщо достеменно відомо, що залишкові напруження нижче, то слід ураховувати їхнє фактичне значення.

При аналізі утоми поверхні поблизу зони зміцнення – тобто в зоні термічного впливу (див. рис. 4-2.) – вплив залишкових напружень розтягання може бути врахований вирахуванням певної процентної величини (згідно з табл. 4.1) зі значення, розрахованого по формулі (4.1-2).

Таблиця 4.1. Вплив залишкових напружень розтягання на заданій відстані між краєм зміцненої зони і галтеллю

I	0 ÷ 1,0 макс. глибин гартування:	20%
II	1,0 ÷ 2,0 макс. глибин гартування:	12%
III	2,0 ÷ 3,0 макс. глибин гартування:	0%
IV	3,0 і більше макс. глибин гартування:	0%



5. АЗОТУВАННЯ

У технічних вимогах до твердості повинен бути зазначений діапазон величин поверхневої твердості (мінімум і максимум) і мінімальне та максимальне значення глибини.

У цьому розділі розглядається тільки газове азотування. При цьому застосовуються шкали значень твердості по Віккерсу в діапазоні HV0,5...HV5.

Для цілей цього розділу глибина азотування t_N визначається як глибина, на якій твердість матеріалу перевищує твердість серцевини на 50HV.

Профіль азотування повинен бути призначений аж до самої серцевини. Якщо він невідомий, його можна визначити емпірично за наступною формулою:

$$HV(t) = HV_{серц.} + (HV_{поверхн.} - HV_{серц.}) \left[\frac{50}{(HV_{поверхн.} - HV_{серц.})} \right]^{(t/t_N)^2}$$

де:

t –місцева глибина,

$HV(t)$ – твердість на глибині t ,

$HV_{серц.}$ – твердість серцевини (мінімальна),

$HV_{поверхн.}$ – поверхнева твердість (мінімальна),

t_N – найменша глибина азотування.

5.1 Місцева утомна міцність.

Важливо відзначити, що при азотуванні колінчастого вала утома виникає або на поверхні, або в зоні переходу до серцевини. Тому утомну міцність можна визначити проведенням випробувань, як зазначено в Додатку IV.

Як альтернативний варіант, для колінчастих валів, виготовлених зі сталі, поверхневу утомну міцність (головне напруження) для матеріалу з поверхневою твердістю не менше 600 HV можна консервативно визначити емпіричним шляхом:

$$\sigma_{F_{\text{поверх.}}} = 450 \text{ МПа} \quad (5.1-1)$$

Використання залежності (5.1-1) допустиме при використанні допущення про те, що утомна міцність урахує вплив залишкового напруження на поверхні, а коефіцієнт асиметрії циклу напружень $R = -1$.

Утомна міцність у перехідній зоні може бути визначена по рівнянню в 2.4.9 цієї частини. Для галтелей шатунних і, відповідно, рамових шийок діє наступна формула:

$$\sigma_{F_{\text{п.з., ш. ш.}}} = +K(0,42\sigma_B + 39,3) \left[0,264 + 1,073Y^{-0,2} + \frac{785 - \sigma_B}{4900} + \frac{196}{\sigma_B} \sqrt{1/X} \right] \quad (5.1-2)$$

де:

$Y = D_G$ і $X = R_G$ для галтелі рамової шийки,

$Y = D$ і $X = R_H$ для галтелі шатунної шийки,

$Y = D$ і $X = D_o/2$ для краю мастильного отвору.

Вплив залишкового напруження в (5.1-2) не враховується.

На відміну від виробів, які індукційно загартовуються, вироби, які азотуються не мають вираженої зони переходу до серцевини. При високому рівні залишкових напружень стискання на поверхні, напруження розтягання, що врівноважують їх в серцевині помірно внаслідок невеликої глибини.

При аналізі втоми підповерхневого шару неврахування залишкових напружень розтягання в зоні переходу і нижче неї можна не брати до уваги через рівномірний профіль зміни твердості при азотуванні.

Незважаючи на те, що в загальному випадку розрахунки слід виконувати по всьому профілю зміни твердості, він може бути обмежений і більше простим підходом – аналізом поверхні та визначенням умовної точки переходу, за яку може бути прийнята глибина, на якій значення місцевої твердості приблизно на 20HV вище твердості серцевини. При цьому в розрахунках необхідно використовувати властивості матеріалу серцевини, а напруження в місці переходу до серцевини можна розраховувати по формулах для місцевих ККН і використовуючи $t = 1,2 t_N$.

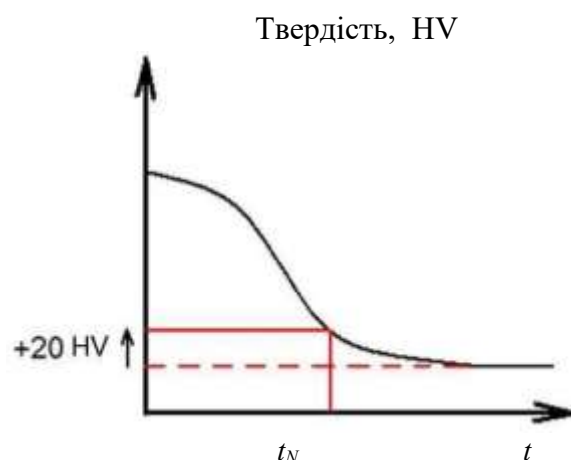


Рис. 5.1. Ескіз умовної точки переходу по глибині(t)

6. ХОЛОДНЕ ФОРМУВАННЯ

Перевагою поверхневого зміцнення карбуванням або холодним обкатуванням галтелей є створення залишкового напруження стискання на ділянках, що сильно навантажуються. Притому, що залишкові поверхневі напруження визначаються рентгенографічним методом, а залишкові підповерхневі напруження – нейтронографічним методом, вірогідно оцінити місцеву утомну міцність не-можливо, у зв'язку із чим її необхідно визначати випробуваннями на утому з урахуванням вимог Додатка IV.

Таке випробування, як правило, виконується із чотирьохточковим вигином при коефіцієнті асиметрії циклу напружень $R = -1$.

За результатами випробувань визначається вигинальна утомна міцність, поверхнева або підповерхнева, залежно від режиму руйнування, прийнята як репрезентативна утомній міцності для даного виду навантаження в зоні галтелі.

Співвідношення крутильної і вигинальної утомної міцності в зоні галтелі може значно відрізнятись від відношення рівного $\sqrt{3}$, застосовуваного в критерії фон Мізеса. Це викликане тим, що глибина впливу формування, достатня для виключення появи вигинальної підповерхневої утоми, може виявитися недостатньою для виключення підповерхневої утоми при крутінні, а також ефектом збільшення сильно навантаженої області.

Результати, отримані при випробуванні повнорозмірного колінчастого вала, можуть бути застосовані для колінчастих валів інших розмірів за умови, що їхній матеріал з урахуванням кількості легуючих елементів і процесу термообробки ставиться до того самого типу і що виконується формування, яке дозволяє добитися схожого рівня залишкових напружень стискання як на поверхні, так і в глибині матеріалу, тобто довжина і глибина холодного формування повинні бути пропорційні радіусу галтелі.

6.1 Поверхнєве зміцнення карбуванням з використанням кулі.

Утомна міцність може бути визначена при проведенні випробувань повнорозмірного колінчастого вала або емпіричними методами, якщо вони забезпечують більшу консервативність.

Якщо досліджуються і вигинальна, і крутильна утомна міцність, і виявляється, що їхнє співвідношення відрізняється від $\sqrt{3}$, то застосування критерію фон Мізеса слід виключити.

Якщо досліджується тільки вигинальна утомна міцність, то крутильну утомну міцність потрібно оцінювати консервативно. Якщо вигинальна утомна міцність виявляється на $x\%$ вище утомної міцності незміцненого матеріалу, то крутильну утомну міцність необхідно приймати не більше ніж на $\frac{2}{3}$ від $x\%$ вище такої у незміцненого матеріалу.

Після карбування найвище залишкове напруження стискання утворюється в підповерхневому шарі. Тому, залежно від пробного навантаження при випробуваннях на утому і від градієнта напружень, в поверхні можуть створюватися робочі напруження вище рівня місцевої утомної міцності. Це може викликати в ході випробувань на утому появу невеликих волосяних тріщин, які через характерний профіль залишкового напруження стискання не будуть поширюватися при подальших циклах навантаження і (або) при подальшому невеликому збільшенні пробного навантаження у зв'язку з тим, що високі залишкові напруження стискання під поверхнею зупиняють розвиток невеликих поверхневих тріщин (див. лінію градієнтного навантаження 2 на рис. 6.1).

При утомних випробуваннях повнорозмірного колінчастого вала ці невеликі волосяні тріщини не повинні розглядатися як здатні викликати руйнування. Для визначення рівня руйнівних навантажень слід ураховувати тільки ті тріщини, які викликані утомою і при цьому здатні привести до руйнування (за яких потрібно припиняти випробування). Це так само застосовне до випадку карбування індукційно-гартованих галтелей.

З метою збільшення утомної міцності індукційно-гартованих галтелей колінчастих валів їх можна чеканити після індукційного гартування і відпуску до необхідної поверхневої твердості. У цьому випадку може знадобитися призначення зусилля удару при карбуванні залежно від твердості поверхневого шару, а не від межі міцності основного матеріалу.

Вплив на утомну міцність галтелей індукційного гартування з наступним карбуванням визначається по результатах випробувань повнорозмірного колінчастого вала.



Рис. 6.1. Робочі і залишкові напруження під поверхнею після карбування.

Прямі лінії 1. ÷ 3 позначають можливі градієнти напружень, викликаних навантаженням

Градієнтне навантаження (тобто вигин і крутіння): 1. Утомна міцність – без утворення волосяних тріщин.

2. Волосяна тріщина, яка не поширюється. 3. Утомна міцність – рівень розриву.

a. Утомна міцність (сума залишкового напруження і вихідної утомної міцності загартованого і відпущеного матеріалу), b. Залишкове напруження після карбування.

6.1.1 Застосування наявних результатів до аналогічних колінчастих валів.

Відомості про зміну утомної міцності при використанні поверхневого зміцнення карбуванням можуть бути використані при розрахунках інших колінчастих валів за умови виконання наступних вимог:

- розмір кулі, віднесений до радіуса галтелі вала, повинен відрізнятися не більше ніж на $\pm 10\%$ від минулого випробування колінчастого вала;
- область вала, піддана поверхневому зміцненню повинна бути еквівалентна аналогічній області випробуваного вала, або перевищувати її;
- кутова довжина контуру галтелі, віднесена до радіуса галтелі, повинна відрізнятися не більше ніж на $\pm 15\%$ від минулого випробування колінчастого вала і повинна бути розташована так, щоб охоплювати зону концентрації напружень при роботі двигуна;
- застосовується аналогічний матеріал з урахуванням кількості легуючих елементів і процесу термообробки;
- швидкість подачі куль повинна перебувати в тій же пропорції до радіуса;
- зусилля, прикладене до кулі, повинне бути пропорційно твердості вихідного матеріалу (якщо твердості різняться);
- зусилля, прикладене до кулі, повинне бути пропорційне квадрату його радіуса.

6.2 Холодне обкатування.

Утомна міцність може бути визначена при проведенні випробувань повнорозмірного колінчастого вала або емпіричними методами, якщо вони забезпечують більшу консервативність.

Якщо досліджуються і вигинальна, і крутильна утомна міцність, і виявляється, що їхнє співвідношення відрізняється від $\sqrt{3}$, то застосування критерію фон Мізеса слід виключити.

Якщо досліджується тільки вигинальна утомна міцність, то крутильну утомну міцність потрібно оцінювати консервативно. Якщо вигинальна утомна міцність виявляється на $x\%$ вище утомної міцності незміцненого матеріалу, то крутильну утомну міцність слід приймати не більше ніж на $\frac{2}{3}$ від $x\%$ вище такої у незміцненого матеріалу.

6.2.1 Застосування наявних результатів до аналогічних колінчастих валів.

Відомості про зміну утомної міцності при використанні поверхневого зміцнення холодним обкатуванням можуть бути використані при розрахунках інших колінчастих валів за умови виконання наступних вимог:

- область вала, піддана поверхневому зміцненню повинна бути еквівалентна аналогічній області випробуваного вала, або перевищувати її;

- кутова довжина контуру галтелі, віднесена до радіуса галтелі, повинна відрізнятися не більше ніж на $\pm 15\%$ від минулого випробування колінчастого вала і повинна бути розташована так, щоб охоплювати зону концентрації напружень при роботі двигуна;

- застосовується аналогічний матеріал з урахуванням кількості легуючих елементів і процесу термообробки;

- зусилля, прикладене до ролика, повинне розраховуватися так, щоб забезпечити як мінімум таку ж відносну (тобто віднесену до радіуса галтелі) глибину обробки.

ПОСІБНИК ПО РОЗРАХУНКУ КОЕФІЦІЄНТІВ КОНЦЕНТРАЦІЇ НАПРУЖЕНЬ В КРАЯХ МАСТИЛЬНИХ ОТВОРІВ КОЛІНЧАСТИХ ВАЛІВ ЗА ДОПОМОГОЮ МЕТОДУ КІНЦЕВИХ ЕЛЕМЕНТІВ⁹

ЗМІСТ

1. Загальні положення
2. Вимоги до моделі
 - 2.1 Рекомендації для елементної сітки
 - 2.2 Матеріал
 - 2.3 Критерії якості елементної сітки
 - 2.3.1 Критерій головних напружень
 - 2.3.2 Критерій осереднення/неосереднення напружень
3. Випадки навантаження і оцінка рівня напружень
 - 3.1 Крутіння
 - 3.2 Вигин

1. ЗОГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

Метою цього аналізу є опис застосування – замість аналітичного розрахунків – методу кінцевих елементів (МКЕ) для визначення коефіцієнтів концентрації напружень (ККН) у краях мастильних отворів.

Аналітичний метод ґрунтується на емпіричних формулах, отриманих з результатів тензометрії або поляризаційно-оптичних вимірів різного круглого прокату. Використання цих формул за межами їхнього застосовності по кожному з параметрів може привести до похибок і в тому, і в іншому напрямку, тому рекомендується використовувати МКЕ.

ККН, розрахований відповідно до положень цього документа, визначається як відношення напружень, розрахованих МКЕ, до номінальних напружень, розрахованих аналітичним методом.

При використанні методу для проведення розрахунків відповідно до вимог підрозд. 2.4 цієї частини, слід виконувати розрахунки головних напружень.

Аналіз повинен проводитися в рамках лінійно-пружної кінцево-елементної моделі; у всіх випадках навантаження слід застосовувати одиничні навантаження відповідної величини.

Рекомендується перевіряти елементну точність використовуваного кінцево-елементного розв'язувача, наприклад, за допомогою моделювання простої геометрії з наступним порівнянням напружень, отриманих із МКЕ, з результатами аналітичного розрахунку.

Замість МКЕ може також використовуватися метод граничних елементів.

2. ВИМОГИ ДО МОДЕЛІ

Основні рекомендації і допущення при побудові кінцево-елементної моделі викладені в 2.1. Закінчена кінцево-елементна модель повинна відповідати одному із критеріїв, представлених в 2.3.

2.1 Рекомендації для елементної сітки.

Щоб забезпечити якість сітки, кінцево-елементну модель для оцінки коефіцієнтів концентрації напружень слід будувати відповідно з наступними рекомендаціями:

- модель повинна описувати один повноцінний кривошип від осьової лінії одного рамового підшипника до осьової лінії сусіднього рамового підшипника.

Поблизу країв використовуються елементи наступних типів:

⁹ Див. УВ МАКТ М53 (Rev.3 June 2017)

- 10-вузлові чотиригранні елементи;
- 8-вузлові шестигранні елементи;
- 20-вузлові шестигранні елементи.

Поблизу країв мастильних отворів використовуються наступні характеристики сітки:

- максимальний розмір елемента $a = r/4$ по всій галтелі краю і у напрямку мастильного отвору (у випадку використання 8-вузлових шестигранних елементів вони повинні бути ще меншого розміру для відповідності критеріям якості елементної сітки).

Рекомендовані розміри елементів у напрямку глибини галтелі:

- товщина першого шару дорівнює розміру елемента a ;
- товщина другого шару дорівнює розміру елемента $2a$;
- товщина третього шару дорівнює розміру елемента $3a$.

Як правило, інша частина кривошипа повинна забезпечувати чисельну стійкість розв'язувача.

Свердління і отвори, призначені для полегшення конструкції, слід моделювати.

Застосування підмоделей допускається при дотриманні вимог застосовуваного програмного забезпечення.

2.2 Матеріал.

В підрозд. 2.4 цієї частини не розглядаються такі властивості матеріалів, як модуль Юнга (E) і коефіцієнт Пуассона (ν). Для аналізу МКЕ ці параметри матеріалу необхідні, оскільки спочатку розраховується пружні деформації, а з них через модуль Юнга і коефіцієнт Пуассона розраховуються напруження. Слід використовувати достовірні значення властивостей матеріалів, або взяті з документації, або обмірювані на представницьких зразках матеріалів.

Для сталі рекомендуються наступні значення: $E = 2,05 \times 10^5$ МПа та $\nu = 0,3$.

2.3 Критерії якості елементної сітки.

Якщо використовувана елементна сітка не відповідає жодному з критеріїв, указаних нижче, для визначення коефіцієнтів концентрації напружень у досліджуваній області, повинен бути проведений повторний розрахунок з використанням більшої сітки.

2.3.1 Критерій головних напружень.

Якість сітки повинна бути підтверджене за допомогою перевірки складової напруження, нормального до поверхні радіуса краю мастильного отвору. При головних напруженнях σ_1 , σ_2 і σ_3 повинна виконуватися наступна вимога:

$$\min(|\sigma_1|, |\sigma_2|, |\sigma_3|) < \max(|\sigma_1|, |\sigma_2|, |\sigma_3|)$$

2.3.2 Критерій осереднення/неосереднення напружень.

Критерій осереднення/неосереднення напружень ґрунтується на відстеженні неоднорідностей у напруженнях, обумовлених на елементах галтелі при розрахунках ККН:

неосереднені вузлові напруження, що розраховуються на кожному елементі, з'єднаному з тим або іншим вузлом, повинні відрізнятися менше ніж на 5% від 100% осередненого вузлового напруження на цьому вузлі в досліджуваній області.

3. ВИПАДКИ НАВАНТАЖЕННЯ І ОЦІНКА РІВНЯ НАПРУЖЕНЬ

При визначенні ККН замість аналітичного способу, описуваного в 2.4 цієї частини, розрахунки повинні бути виконані для випадків навантаження, наведених нижче.

3.1 Крутіня.

Конструкція зазнає впливу чистим крутінням. Деформація торцевих поверхонь моделі пригнічується.

Крутний момент додається до центрального вузла на осі колінчастого вала. Цей вузол працює як головний вузол із шістьма ступенями свободи і жорстко з'єднаний з іншими вузлами торцевої поверхні.

Такі граничні умови і умови навантаження застосовні як для рядних, так і V-подібних двигунів.

На всіх вузлах на краю мастильного отвору отримані головні напруження, з яких узяті максимальне значення для наступного розрахунку коефіцієнта концентрації напружень:

$$\gamma_T = \max(|\sigma_1|, |\sigma_2|, |\sigma_3|) / \tau_N$$

де номінальне крутильне напруження τ_N на шатунній шийці визначене по 2.4.5.1 цієї частини при крутному моменті T :

$$\tau_N = T / W_p$$

3.2 Вигин.

Конструкція зазнає впливу чистим вигином. Деформація торцевих поверхонь моделі пригнічується.

Вигинальний момент додається до центрального вузла на осі колінчастого вала. Цей вузол працює як головний вузол із шістьма ступенями свободи і жорстко з'єднаний з іншими вузлами торцевої поверхні.

Такі граничні умови і умови навантаження застосовні як для рядних, так і V-подібних двигунів.

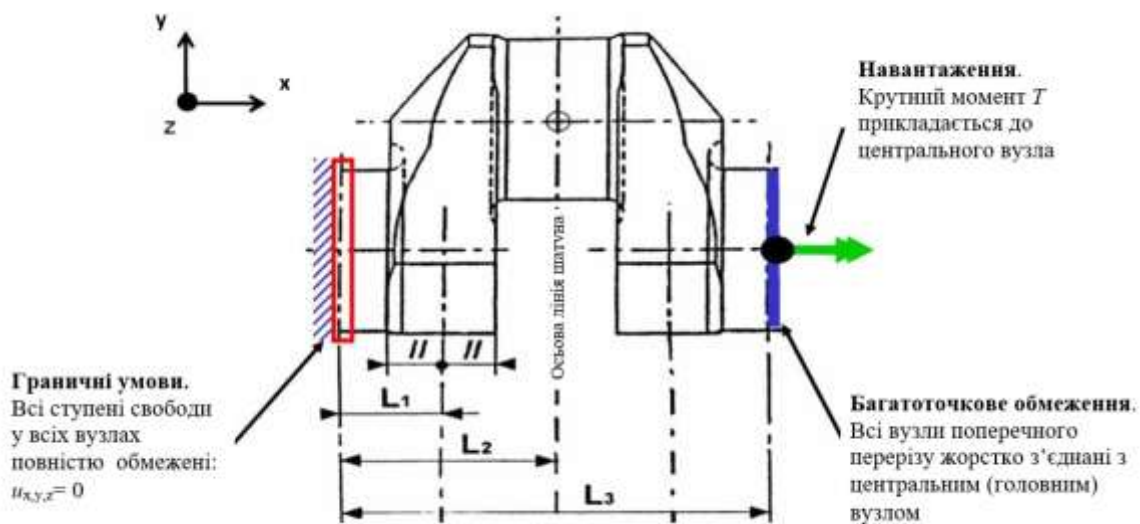


Рис. 3.1. Граничні умови і умови навантаження для випадку навантаження крутінням

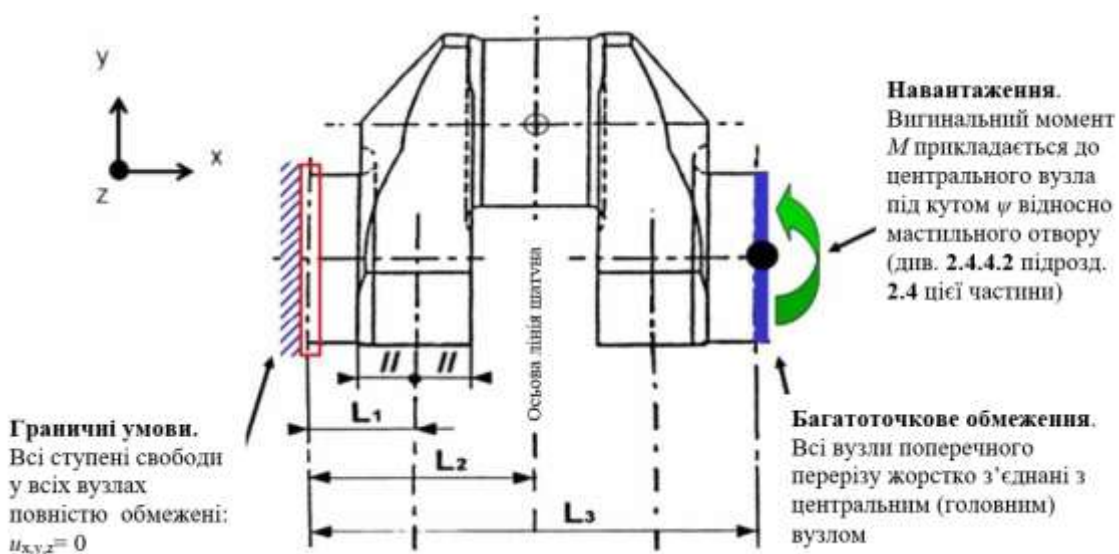


Рис. 3.2. Граничні умови і умови навантаження для випадку впливу чистим вигином

На всіх вузлах на краю мастильного отвору отримані головні напруження, з яких узятє максимальне значення для наступного розрахунку ККН:

$$\gamma_B = \max(|\sigma_1|, |\sigma_2|, |\sigma_3|) / \sigma_N,$$

де номінальне вигинальне напруження σ_N на шатунній шийці визначене по **2.4.4.2** підрозд. **2.4** цієї частини при вигинальному моменті M :

$$\sigma_N = M / W_e.$$

3. ПАРОВІ ТУРБІНИ

3.1 ЗАГАЛЬНІ ВИМОГИ

3.1.1 Головний турбозубчастий агрегат повинний забезпечувати реверс з повного переднього ходу при розрахунковій потужності на задній хід і реверс у зворотному напрямку із застосуванням контрпари.

3.1.2 Турбоагрегати, призначені для використання в судових силових установках як головні, повинні відповідати також вимогам розділу 2.1 частини VII «Механічні установки».

На судах із багатоваловими установками з гвинтами фіксованого кроку турбоагрегат кожного вала повинний мати турбіну заднього ходу.

3.1.3 Турбіни допоміжних механізмів повинні пускатися без попереднього прогріву.

3.1.4 На одногвинтових судах із багатокорпусними турбінами повинні бути вжиті заходи для забезпечення безпечної роботи під час перекриття подачі пари до будь-якого з корпусів. Для цієї мети пара може безпосередньо подаватися на турбіну низького тиску, а турбіни високого або середнього тиску можуть безпосередньо відводити пар на конденсатор. При цьому повинні передбачатися належні пристрої і органи керування для роботи у зазначених умовах із тим, щоб тиск і температура пари не перевищили безпечних значень для турбіни і конденсатора.

Усі трубопроводи і клапани цих пристроїв повинні бути легкодосяжними і належним чином марковані. До ходових випробувань повинне бути виконане попереднє випробування обладнання при всіх можливих комбінаціях стану зазначених клапанів та трубопроводів.

Повинні бути визначені допустимі потужності і швидкості при виведенні із робочого стану будь-якої із турбін; відповідна інформація повинна бути на судні. Повинне бути виконане оцінювання впливу зазначених варіантів роботи турбін на центрування валів та навантаження зубчастих передач.

3.2 РОТОР

3.2.1 Розрахунок деталей ротора на міцність повинний проводитися на максимальну потужність, а також на інші можливі навантаження, при яких напруження можуть досягати максимального значення.

Крім того, повинний проводитися перевірочний розрахунок напружень в роторі і його деталях на частотах обертання, що перевищують максимальні на 20%.

3.2.2 Критична частота обертання ротора повинна перевищувати розрахункову частоту обертання, відповідну розрахунковій потужності, не менше ніж на 20%.

Зниження критичної частоти обертання може бути допущене за умови подання доказів надійності роботи турбіни на всіх експлуатаційних режимах.

3.2.3 Для кожного ново спроектованого облопачування потрібний розрахунок на вібрацію і наступна дослідна перевірка його вібраційної характеристики.

3.2.4 Конструкція замка лопаток із знімною частиною щоби диска та інші подібні конструкції, що викликають значне місцеве ослаблення обода, не допускаються.

3.2.5 Ротори турбіни в остаточно зібраному вигляді повинні бути динамічно урівноважені на балансувальній машині з чутливістю, що відповідає розмірам і масі ротора.

3.3 КОРПУС

3.3.1 В сталевих литих корпусах турбін допускається приварювання окремих литих частин і патрубків для приєднання ресиверів, труб і арматури.

3.3.2 Паропідвідний патрубок заднього ходу не повинний бути жорстко зв'язаний із зовнішнім корпусом турбіни.

3.3.3 Застосування прокладок між фланцями горизонтальних і вертикальних поверхонь рознімання турбін не допускається; із метою ущільнення дозволяється покривати площини рознімань графітовими обмазками.

3.3.4 Діафрагми, закріплені в корпусі турбіни, повинні мати можливість теплового розширення в радіальному напрямку в межах допустимого розцентрування.

3.3.5 Розрахунок діафрагми повинний проводитися на навантаження, що відповідає максимальному перепаду тиску у ступені.

Фактичний прогин діафрагми повинний бути менше прогину, при якому можливі зачіпання за диск або ущільнення діафрагми.

3.3.6 В корпусі турбіни низького тиску повинні передбачатися горловини для огляду облопачування останніх ступенів.

У турбін із вбудованими конденсаторами повинні передбачатися горловини для огляду верхніх рядів трубок і, за можливістю, для доступу усередину конденсатора.

3.3.7 Конструкція турбіни повинна допускати підймання кришок підшипників без розбирання корпусу турбіни і кінцевих частин ущільнювальних пристроїв і трубопроводів.

3.4 ПІДШИПНИКИ

3.4.1 У головних турбінах повинні застосовуватися підшипники ковзання.

У турбінах, спроектованих на швидкий пуск із холодного стану, рекомендується застосування підшипників з самоустановлювальними вкладками.

3.4.2 Упорні підшипники головних турбін повинні бути, як правило, одноребінчасті. Застосування підшипників інших конструкцій повинне бути схвалене Регістром.

Підшипники, навантажені питомим тиском більше 2МПа, рекомендується обладнувати поворотними обоймами або пристроями для автоматичного вирівнювання тиску на сегменти.

3.4.3 Товщина антифрикційного прошарку сегментів упорного підшипника повинна бути менше від мінімального осевого зазору в проточній частині турбіни, але не менше 1мм.

3.5 СИСТЕМИ ВІДСМОКТУВАННЯ, УЩІЛЬНЕННЯ І ПРОДУВАННЯ

3.5.1 Головні турбоагрегати повинні мати систему відсмоктування пари та ущільнення зовнішніх ущільнювальних пристроїв із автоматичним регулюванням тиску ущільнювальної пари.

Крім автоматичного повинне передбачатися ручне керування системою відсмоктування та ущільнення пари.

3.5.2 Кожна турбіна повинна мати систему продування, що забезпечує повне видалення конденсату з усіх ступенів і порожнин турбіни.

Система продування повинна бути так улаштована, щоб виключалася можливість надходження конденсату в непрацюючі турбіни.

3.6 КЕРУВАННЯ, ЗАХИСТ І РЕГУЛЮВАННЯ

3.6.1 Кожний головний турбоагрегат повинний мати маневровий пристрій, призначений для керування і маневрування.

Приводи керування маневровими клапанами турбоагрегату потужністю 7500кВт і більше повинні бути механізовані; при цьому необхідно передбачати аварійне ручне керування клапанами.

3.6.2 Час переключення органів керування маневрового пристрою турбоагрегату з положення повного переднього ходу судна на повний задній хід або у зворотному напрямку не повинне перевищувати 15с.

Конструкція маневрового пристрою повинна виключати можливість одночасної подачі пари до турбіни переднього і до турбіни заднього ходу.

3.6.3 Головні і допоміжні турбіни повинні бути обладнані граничними вимикачами, які впливають на автомат безпеки (швидкозапірний клапан), що автоматично припиняє доступ пари в турбіну при перевищенні ротором частоти обертання, відповідній максимальній потужності, на 15%.

Швидкозапірний клапан повинний закриватися від дії граничного вимикача, безпосередньо з'єданого з валом турбіни. Як граничний вимикач може бути застосований масляний вимикач, що одержує імпульс від імпульсера, який має безпосередній привод від вала турбіни. У багатокорпусних турбоагрегатів граничний вимикач повинний установлюватися на валу кожної турбіни.

Турбоагрегати, призначені для використання в установках, що мають реверсивний редуктор, гвинт регульованого кроку або інші пристрої, які роз'єднують турбіну з валопроводом, додатково до граничного вимикача повинні мати регулятор швидкості, що обмежує частоту обертання турбіни при зміні навантаження до введення в дію граничного вимикача.

Регулятори швидкості турбогенераторів повинні задовольняти вимоги 2.11.3 – 2.11.7.

3.6.4 В кожній турбіні повинний передбачатися пристрій для екстреного припинення подачі пари в турбіну, що миттєво закриває швидкозапірний клапан від дії руки.

У головного турбоагрегату цей пристрій повинний приводитися в дію з двох місць, розташованих на одній із турбін і на посту керування. У допоміжних турбоагрегатів цей пристрій повинний знаходитися поруч із граничним вимикачем.

3.6.5 Паропровід між маневровим пристроєм і сопловою коробкою повинний мати за можливістю малий об'єм для виключення недопустимого розгону турбіни при аварійному закритті швидкозапірного клапана.

3.6.6 У турбінах з відбором пари на магістралях відбору повинні встановлюватися незворотно-запірні клапани, що автоматично закриваються одночасно із закриттям швидкозапірного клапана.

Якщо відпрацьована пара від допоміжних систем підводиться до турбін головних турбоагрегатів, впускання її повинне припинятися при аварійному спрацюванні швидкозапірного клапана.

3.6.7 Головні турбоагрегати і турбіни турбогенераторів повинні мати пристрої, що автоматично впливають на швидко-запірний клапан і припиняють доступ пари в турбіну у випадках:

- .1** падіння тиску мастила в системі нижче встановленого заводом-виробником;
- .2** підвищення тиску в конденсаторі понад установлений заводом-виробником;
- .3** граничного зсуву ротора будь-якої турбіни головного турбоагрегату.

У головних турбоагрегатів припинення подачі пари турбінам переднього ходу при падінні тиску в системі змащування не повинно перешкоджати подачі пари до турбіни заднього ходу.

3.6.8 Для захисту від недопустимого підвищення температури мастила в будь-якому із підшипників головного турбоагрегату необхідно передбачати аварійно-попереджувальну сигналізацію.

3.6.9 На вихлопних патрубках усіх турбін повинні встановлюватися запобіжні клапани або рівноцінні їм пристрої.

Випускні отвори запобіжних клапанів повинні бути видимими і, у разі потреби, мати огорожу.

3.6.10 На підводі пари до клапанів маневрового пристрою або підводі пари до турбіни високого тиску переднього ходу і турбіни заднього ходу повинні встановлюватися парові фільтри надійної конструкції.

3.6.11 Головні турбоагрегати повинні обладнуватися автоматичним пристроєм повільного провертання. Необхідно передбачувати відключення автоматичного режиму провертання з ходового містка.

3.7 КОНТРОЛЬНО-ВИМІРЮВАЛЬНІ ПРИЛАДИ

3.7.1 Пости керування головними турбоагрегатами повинні бути обладнані приладами для вимірювання:

- .1** частоти обертання вала турбіни і валопроводу;
- .2** тиску і температури пари за маневровим клапаном, у соплових коробках турбін переднього і заднього ходу, у камері регульовального ступеня, у магістралях відборів і в системі відсмоктування та ущільнень;
- .3** температури відпрацьованого мастила кожного підшипника (застосування дистанційних показчиків температури не виключає встановлення місцевих приладів);
- .4** режимів підготовки до пуску, реверсів, підтримки в готовності і приведення в стан тривалої стоянки;
- .5** тиску мастила на напірному трубопроводі за маслоохолоджувачем;
- .6** вакууму відповідно до **19.4.1.2** частини VIII «Системи і трубопроводи».

3.7.2 Головні турбоагрегати, крім приладів, зазначених у **3.7.1**, повинні бути обладнані:

- .1** приладами, що контролюють надходження мастила в кожний підшипник;
- .2** пристроями для вимірювання осьового положення ротора;
- .3** штатними пристроями для заміру зносу білого металу вкладок і сегментів кожного опорного і

упорного підшипника;

.4 скобами або іншими приладами для перевірки положення кожного ротора у вертикальній і горизонтальній площинах;

.5 приладами, що контролюють тиск і температуру пари в умовах аварійних режимів при відключенні будь-якого корпусу турбіни.

3.7.3 Допоміжні турбогенератори повинні бути обладнані приладами відповідно до **3.7.1**.

3.7.4 Турбоагрегати повинні бути обладнані засобами аварійно-попереджувальної сигналізації за такими параметрами:

.1 за падінням тиску мастила у масляній системі;

.2 за підвищенням температури мастила на виході з кожного підшипника;

.3 за підвищенням тиску мастила на вході в турбоагрегат;

.4 за підвищенням тиску в конденсаторі;

.5 за осьовим зсувом роторів;

.6 за перевищенням рівнів вібрації на підшипниках (згідно з рекомендаціями виготовлювача).

4. ПЕРЕДАЧІ, РОЗ'ЄДНУВАЛЬНІ І ПРУЖНІ МУФТИ

4.1 ЗАГАЛЬНІ ВИМОГИ

4.1.1 Реверсивно-редукторні зубчасті передачі, призначені для використання для головного приводу, повинні також відповідати вимогам підрозд. 2.1 частини VII «Механічні установки».

4.1.2 Деталі з окружною швидкістю від 5 до 20м/с повинні піддаватися статичному, а з окружною швидкістю 20м/с і більше – динамічному балансуванню.

Точність динамічного балансування повинна визначатися за формулами:

$$v = 24000/n \text{ для } v > 300\text{м/с}; \quad (4.1.2-1)$$

$$v = 63000/n \text{ для } v = 20\text{м/с}, \quad (4.1.2-2)$$

де:

v – відстань між центром ваги і геометричною віссю обертання деталі, мкм;

n – частота обертання, хв^{-1} ;

v – окружна швидкість, м/с.

Для проміжних значень окружної швидкості у межах від 20 до 300м/с величина v визначається інтерполяцією.

Жорсткі частини з'єднувальних муфт повинні балансуватися разом із деталями, з якими вони жорстко з'єднані.

4.1.3 Конструкція головних передач повинна забезпечувати доступ до всіх підшипників.

На корпусах передач повинно бути достатнє число горловин із легкознімними кришками для можливості внутрішнього огляду.

Розташування горловин повинне забезпечувати можливість огляду зубців за всією довжиною і підшипників, що знаходяться всередині передачі.

Застосування цієї вимоги до планетарних передач повинне виконуватися наскільки це дозволяє їхня конструкція..

4.1.4 Корпуси передач повинні бути обладнані вентиляційними пристроями.

Вентиляційні труби повинні виводитися на верхню відкриту палубу або в місця, з яких забезпечена витяжка.

Кінці вентиляційних труб повинні бути обладнані полум'яперериваючою арматурою і влаштовані так, щоб виключалася можливість потрапляння води всередину передачі.

4.1.5 Якщо головний упорний підшипник розміщений у корпусі передачі, то нижня частина корпусу повинна мати належні підкріплення.

4.2 ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ

4.2.1 Загальні вказівки.

4.2.1.1 Вимоги цього підрозділу поширюються на передачі зубчасті циліндричні евольвентні із зовнішнім і внутрішнім зачепленням, із прямим, косим або шевронним розташуванням зубців та конічні передачі з прямими, тангенціальними і круговими зубцями, що працюють зі змащенням та призначені для використання на судах різних типів у складі:

- головних енергетичних установок (головні зубчасті передачі);
- допоміжних механізмів (допоміжні зубчасті передачі).

Цим вимогам повинні задовольняти зубчасті передачі з паралельними осями та осями, що перетинаються, редукторів та мультиплікаторів переборного (або рядного) і планетарного типів, які використовуються у різних варіантах компонування одно- та багатомашинних агрегатів із будь-яким типом двигуна, а також у приводах судових допоміжних механізмів.

Обсяг вимог до конструкції головних зубчастих передач для передачі максимальної потужності менше, ніж 220 кВт і допоміжних зубчастих передач, для передачі максимальної потужності менше, ніж 110 кВт може бути зменшений за погодженням із Регістром.

4.2.1.2 Планетарні передачі повинні мати зрівняльні пристрої.

У передачах із числом сателітів більше трьох обід вінця епіциклічного колеса повинний виконуватися піддатливим у радіальному напрямі.

4.2.2 Зубчасті колеса.

4.2.2.1 Шестерні головних зубчастих передач повинні виготовлятися з легованої сталі з тимчасовим опором від 620 МПа і вище.

Для допоміжних зубчастих передач допустиме використання конструкційних сталей із більш низькими фізико-механічними характеристиками, а також чавунів, бронз та неметалевих матеріалів.

4.2.2.2 Твердість матеріалу зубців шестерні повинна бути вище від твердості матеріалу зубців колеса не менше ніж на 15%. Ця вимога не поширюється на механізми із зміцненою поверхнею зубчастих коліс (цементування, азотування, поверхневе гартування тощо).

4.2.2.3 Радіус кривизни перехідної кривої зубців повинний бути не менше $0,3m_n$.

4.2.2.4 Міцність зубців та інших елементів шестерень і коліс повинна бути підтверджена розрахунком.

Перевірочні розрахунки зубців коліс за основними критеріями працездатності (на контактну міцність поверхневого шару та на міцність при вигині) і на глибинну міцність (для крупномодульних коліс з хіміко-термічною обробкою) повинні базуватися на вимогах цього розділу.

В окремих випадках при високих навантаженнях та швидкостях може бути необхідним розрахунок зубців на заїдання.

Для передач великої потужності, передач, що мають окружну швидкість більше 30 м/с, планетарних передач ГТЗА та передач із складними кінематичними схемами, допускається використання спеціальних методик розрахунку за погодженням із Регістром.

В особливих випадках геометрії, компоновання та виготовлення зубчастих передач відхилення від критеріїв працездатності, які розраховані за формулами, що наведені в цьому розділі, можуть бути допущені Регістром за умов представлення обґрунтованих розрахунків або експериментальних даних.

4.2.2.5 Технічна документація зубчастих передач, що надається Регістру для схвалення, повинна містити такі дані:

- вид передачі, тип двигуна і муфти;
- a_p – кількість зачеплень в ступені;
- режим навантаження;
- T_1 – крутний момент, що передається кожною шестернею при максимальному довготривалому навантаженні, Н·м.

Для зубчастих передач, при експлуатації яких можлива дія короточасних максимальних навантажень $T_{1\max} > K_A T_1$ з числом циклів змін напружень не більше ніж 10^3 за повний термін служби, додатково вказується максимальний обертаючий момент, який передається кожною шестернею при максимальному навантаженні, $T_{1\max}$, Н·м;

n_1 – частоту обертання шестерні, хв^{-1} ;

m_n – нормальний модуль, мм;

Z_1, Z_2 (z_1, z_2) – кількість зубців шестерні і колеса;

b_1 і b_2 – ширину зубчастого вінця шестерні та колеса, мм;

b_w – робочу ширину зубчастого вінця, мм;

h_a^* – коефіцієнт висоти головки зубця;

c^* – коефіцієнт радіального зазору;

β – кут нахилу лінії зубця на ділильному циліндрі, град;

α_l – кут профілю вихідного контуру, град;

x_1 та x_2 – коефіцієнти зміщення шестерні та колеса;

Q – ступінь точності передачі;

f_f – допуск на похибку профілю зубця за діючими стандартами, мкм;

f_{pb} – верхнє крайнє відхилення кроку зачеплення за діючими стандартами, мкм;

F_β – допуск на напрям зубця за діючими стандартами, мкм;

ρ_{a0} – радіус заокруглення вершини зубця інструмента, мм;

h_k – висоту протуберанця, мм;

α_0 – кут профілю протуберанця, град;

d_{a0} – діаметр вершин зубців долбяка для нарізання коліс з внутрішнім зачепленням, мм;

Z_0 – число зубців долбяка;

x_0 – коефіцієнт зміщення долбяка;

матеріали зубчастих вінців шестерні та колеса;

σ_{B1} та σ_{B2} – тимчасовий опір матеріалу серцевини зубця шестерні та колеса, МПа;

σ_{T1} та σ_{T2} – границя плинності при розтяганні матеріалу серцевини зубця шестерні та колеса, МПа;

E_1 та E_2 – модулі пружності матеріалів зубців шестерні та колеса, МПа;

ν_1 та ν_2 – коефіцієнти Пуассона матеріалів зубців шестерні та колеса;

вид термічної або хіміко-термічної обробки зубців шестерні та колеса;

R_{a1} та R_{a2} – параметри шорсткості робочої поверхні та викружки зубців шестерні та колеса, мкм;

HV_1 та HV_2 – твердості за Віккерсом робочих поверхонь зубців шестерні та колеса;

HB_1 та HB_2 – твердості за Брінеллем робочих поверхонь зубців шестерні та колеса;

HB_{C1} та HB_{C2} – твердості за Брінеллем серцевини зубців шестерні та колеса;

h_{t1} та h_{t2} – товщину зміцненого прошарку до первинної структури (серцевини) зубців шестерні та колеса, мм;

ν_{40} та ν_{50} – кінематичну в'язкість мастила при 40 або 50 °C, мм²/с.

Крім вказаних загальних параметрів, вихідні дані для конічних передач повинні містити наступне:

осьову форму зубця;

$\delta_1(\delta w_1)$, $\delta_2(\delta w_2)$ – кути ділильних (початкових) конусів, град;

m_{te} – зовнішній окружний модуль, мм;

R_{we} – зовнішня конусна відстань, мм;

β_m – середній кут нахилу лінії зубця, град.

4.2.2.6 Номінальне навантаження зубчастої передачі F_t , Н, визначається залежністю

$$F_t = \frac{2000 T_1}{d_1 a_p},$$

максимальне навантаження зубчастої передачі F_{tmax} , Н, визначається залежністю

$$F_{tmax} = \frac{2000 T_{1max}}{d_1 a_p},$$

де:

для циліндричних передач

$$d_1 = Z_1 m_t, \quad m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}; \quad (4.2.2.6-1)$$

для конічних передач

$$d_1 = d_{m1} = m_{te} Z_1 \left(1 - \frac{0,5b_1}{R_{we}} \right). \quad (4.2.2.6-2)$$

4.2.2.7 Зубчасті передачі повинні задовольняти умовам:

- контактної витривалості робочих поверхонь зубців

$$\sigma_H \leq \sigma_{Hp}$$

- та витривалості зубців при вигині

$$\sigma_F \leq \sigma_{Fp},$$

де:

σ_H та σ_F – див. **4.2.2.7.1**, **4.2.2.7.3**;

σ_{Hp} та σ_{Fp} – див. **4.2.2.7.2**, **4.2.2.7.4**.

Для конічних зубчастих передач розрахункові напруження визначаються за формулами для еквівалентних циліндричних коліс, параметри яких для середнього торцевого перерізу конічних коліс надані в **4.2.2.7.6**.

Для передач, на які діють пікові навантаження, повинні виконуватися умови:

статичної міцності робочих поверхонь зубців

$$\sigma_{Hmax} \leq \sigma_{HPmax}$$

і статичної міцності зубців на вигин

$$\sigma_{Fmax} \leq \sigma_{FPmax},$$

де:

σ_{Hmax} і σ_{Fmax} – див. **4.2.2.7.1**, **4.2.2.7.3**;

σ_{HPmax} і σ_{FPmax} – див. **4.2.2.7.2**, **4.2.2.7.4**.

4.2.2.7.1 Розрахункові значення контактних напружень, МПа, для зубців шестерні та колеса визначаються за формулою

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \sqrt{K_A K_\gamma K_{H\beta} K_{H\alpha}}, \quad (4.2.2.7.1)$$

де:

σ_{HO} – див. **4.2.2.7.1.1**;

K_A – див. **4.2.2.7.1.7**;

K_γ – див. **4.2.2.7.1.8**;

$K_{H\beta}$ – див. **4.2.2.7.1.9**;

$K_{H\alpha}$ – див. **4.2.2.7.1.10**;

$K_{H\alpha}$ – див. **4.2.2.7.1.11**.

Розрахункові значення максимальних контактних напружень, МПа, для зубців шестерні і колеса визначаються за формулою

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HOmax} \sqrt{K_\gamma K_{H\beta} K_{H\alpha}},$$

де: σ_{HOmax} – див. **4.2.2.7.1.1**.

4.2.2.7.1.1 Контактні напруження при номінальному навантаженні для зубців шестерні розраховуються за формулою

$$\sigma_{HO1} = Z_K Z_B Z_H Z_E Z_\varepsilon Z_\beta \sqrt{\frac{w_t}{d_1} \frac{u \pm 1}{u}}, \quad (4.2.2.7.1.1-1)$$

для зубців колеса

$$\sigma_{HO2} = \frac{Z_D}{Z_B} \sigma_{HO1},$$

де:

$$w_t = \frac{F_1}{\tau b_w},$$

$\tau = 1$ – для циліндричних передач;

$\tau = 0,85$ – для конічних передач;

$u = Z_2/Z_1$ – передатне число;

Z_1, Z_2, b_w – див. 4.2.2.5;

F_1, d_1 – див. 4.2.2.6;

$Z_B (Z_D)$ – див. 4.2.2.7.1.2;

Z_H – див. 4.2.2.7.1.3;

Z_E – див. 4.2.2.7.1.4;

Z_ε – див. 4.2.2.7.1.5;

Z_β – див. 4.2.2.7.1.6;

- $Z_K = 1$ – для циліндричних передач,

- $Z_K = 0,85$ – для конічних передач.

В формулі (4.2.2.7.1.1) та далі у позначенні « $\pm$ »: верхній знак "+" – для зовнішнього зачеплення, нижній "-" – для внутрішнього.

Максимальні контактні напруження при $T_{1\max}$, МПа, для зубців шестерні розраховуються за формулою

$$\sigma_{HO\max} = Z_K Z_B Z_H Z_E Z_\varepsilon Z_\beta, \quad (4.2.2.7.1.1-2)$$

для зубців колеса

$$\sigma_{HO\max2} = \frac{Z_D}{Z_B} \sigma_{HO\max1},$$

де: значення вхідних параметрів повинні визначатися при $F_t = F_{t\max}$, $K_A = 1,0$ і $K_v = 1,0$.

4.2.2.7.1.2 Коефіцієнти $Z_B (Z_D)$ служать для перерахунку контактних напружень у полюсі зачеплення на контактні напруження у внутрішній точці зони одинарного зачеплення шестерні (колеса) та визначаються наступним чином:

$$Z_B = M_1 = \frac{\operatorname{tg} \alpha_{tw}}{\sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{d_{a1}}{d_{b1}} \right)^2 - 1 - \frac{2\pi}{Z_1}} \right] \left[\sqrt{\left(\frac{d_{a2}}{d_{b2}} \right)^2 - 1 - (\varepsilon_\alpha - 1) \frac{2\pi}{Z_2}} \right]}},$$

де:

ε_α – за формулою (4.2.2.7.1.2-11);

- якщо $Z_B < 1$, то необхідно приймати $Z_B = 1$;

$$Z_D = M_2 = \frac{\operatorname{tg} \alpha_{tw}}{\sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{d_{a2}}{d_{b2}} \right)^2 - 1} \pm \frac{2\pi}{Z_2} \right] \left[\sqrt{\left(\frac{d_{a1}}{d_{b2}} \right)^2 - 1} - (\varepsilon_\alpha - 1) \frac{2\pi}{Z_1} \right]}}$$

- якщо $Z_D < 1$, то слід прийняти $Z_D = 1$;

- для косозубих передач при $\varepsilon_\beta \geq 1$

$$Z_B = Z_D = 1;$$

- у випадку $\varepsilon_\beta < 1$

$$Z_B = M_1 - \varepsilon_\beta(M_1 - 1) \geq 1;$$

$$Z_D = M_2 - \varepsilon_\beta(M_2 - 1) \geq 1,$$

де: ε_β за формулою (4.2.2.7.1.2-12).

Кут зачеплення в торцевому перерізі α_{tw} визначається залежністю

$$\operatorname{inv} \alpha_{tw} = \operatorname{inv} \alpha_t + \frac{2(x_2 \pm x_1) \operatorname{tg} \alpha_n}{Z_2 \pm Z_1}, \quad (4.2.2.7.1.2-1)$$

де:

$$\operatorname{inv} \alpha = \operatorname{tg} \alpha - \alpha;$$

$$\alpha_t = \arctg (\operatorname{tg} \alpha_n / \cos \beta).$$

Діаметри вершин зубців шестерні та колеса:

- для передач зовнішнього зачеплення

$$d_{a1} = d_1 + 2(h_a^* + x_1 - \Delta y)m_n, \quad (4.2.2.7.1.2-2)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2(h_a^* + x_2 - \Delta y)m_m; \quad (4.2.2.7.1.2-3)$$

- для передач внутрішнього зачеплення

$$d_{a1} = d_1 + 2(h_a^* + x_1 + \Delta y - \Delta y_{02})m_n, \quad (4.2.2.7.1.2-4)$$

$$d_{a2} = d_2 - 2(h_a^* - x_2 + \Delta y - k_{x2})m_n, \quad (4.2.2.7.1.2-5)$$

де: d_1 – за формулою (4.2.2.6-1) та

$$d_2 = Z_2 m_t, \quad (4.2.2.7.1.2-6)$$

де: m_t – за формулою (4.2.2.6-1);

- коефіцієнти урівнювального зміщення

$$\Delta y = x_2 \pm x_1 - y$$

- та зміщення, що сприймається

$$y = (a_w - a)/m_n,$$

де:

$$a_w = a \cos \alpha_t / \cos \alpha_{tw}, \quad (4.2.2.7.1.2-7)$$

$$a = 0,5(Z_2 \pm Z_1)m_t.$$

- коефіцієнти порівнювального зміщення

$$\Delta y_{02} = x_2 - x_0 - y_{02}$$

- та зміщення, що сприймається,

$$y_{02} = (a_{w02} - a_{02})/m_n$$

- верстатного зачеплення долбяка з колесом

де:

$$a_{w02} = a_{02} \cos \alpha_t / \cos \alpha_{tw02}, \quad (4.2.2.7.1.2-8)$$

$$a_{02} = 0,5(Z_2 - Z_0)m_i;$$

$$\text{inv } \alpha_{tw02} = \text{inv } \alpha_t + \frac{2(x_2 - x_0) \text{tg } \alpha_n}{Z_2 - Z_n}$$

$$k_{x2} = 0 \text{ якщо } x \geq 2 \text{ та } k_{x2} = 0,25 - 0,125x_2 \text{ якщо } x_2 < 2.$$

Основні діаметри шестерні та колеса

$$d_{b1} = d_1 \cos \alpha_t; \quad (4.2.2.7.1.2-9)$$

$$d_{b2} = d_2 \cos \alpha_t. \quad (4.2.2.7.1.2-10)$$

Коефіцієнти торцевого перекриття

$$\varepsilon_\alpha = \frac{0,5\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} \pm 0,5\sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} \pm a_w \sin \alpha_{tw}}{\pi m_t \cos \alpha_t} \quad (4.2.2.7.1.2-11)$$

та осьового перекриття

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_w \sin \beta}{\pi m_n}. \quad (4.2.2.7.1.2-12)$$

4.2.2.7.1.3 Коефіцієнт, який враховує форму сполучених поверхонь зубців, визначається залежністю

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\cos^2 \alpha_t \text{tg } \alpha_{tw}}},$$

де основний кут нахилу лінії зубця

$$\beta_b = \arcsin(\sin \beta \cos \alpha_n).$$

4.2.2.7.1.4 Розмірний коефіцієнт, який враховує механічні властивості матеріалів зубців шестерні та колеса, в загальному випадку дорівнює

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)}}.$$

Для сталевих зубчастих коліс ($E_1 = E_2 = 2,06 \cdot 10^5$ МПа, $\nu_1 = \nu_2 = 0,3$)

$$Z_E = 189,8 \text{ МПа}^{0,5}.$$

4.2.2.7.1.5 Коефіцієнт, який враховує загальну довжину контактних ліній, визначається за формулами:

- для прямозубих передач

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}}; \quad (4.2.2.7.1.5-1)$$

- для косозубих передач якщо $\varepsilon_\beta < 1$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3} (1 - \varepsilon_\beta) + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}}, \quad (4.2.2.7.1.5-2)$$

- якщо $\varepsilon_\beta \geq 1$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}. \quad (4.2.2.7.1.5-3)$$

4.2.2.7.1.6 Коефіцієнт, який враховує вплив кута нахилу лінії зубця:

- для циліндричних передач:

$$Z_b = (1/\cos\beta)^{0,5}$$

- для конічних передач:

$$Z_\beta = (\cos\beta_m)^{0,5}.$$

4.2.2.7.1.7 Коефіцієнт K_A , що враховує зовнішнє динамічне навантаження, за відсутності спеціальних методик його визначення, береться за табл. 4.2.2.7.1.7.

Таблиця 4.2.2.7.1.7

Вид передачі	Двигун	Тип муфти на вхідному валу	K_A	$K_{st \max}$
Головна зубчаста	Електродвигун	Будь- яка	1	1,1
	Турбіна			
	ДВЗ	Гідравлічна або еквівалентна	1	1,1
		Вискоеластична (пружна)	1,3	1,4
		Інших типів	1,5	1,6
Допоміжна зубчаста	Електродвигун	Будь-яка	1	1,1
	Турбіна	Будь-яка	1	1,1
	ДВЗ	Гідравлічна або еквівалентна	1	1,1
		Вискоеластична (пружна)	1,2	1,3
		Інших типів	1,4	1,5

Для суден льодових класів, коефіцієнт K_A для головних зубчастих передач визначається як добуток $K_A \cdot K'_A$, де K'_A – згідно табл. 4.2.3.2.

Величина максимального навантаження $T_{1\max}$ повинна визначатися одним із наступних способів:

- експериментально;

- динамічним розрахунком із врахуванням пружних і демпфіруючих характеристик елементів системи за погодженням із Регістром;

- по технічній документації або результатах випробувань пристроїв, які обмежують величину моменту, що передається.

За відсутності перерахованих даних $T_{1\max}$ допускається визначати за допомогою коефіцієнта максимального навантаження $K_{st \max}$ за формулою

$$T_{1\max} = K_{st \max} \cdot T_{1\max \text{ eff}},$$

де:

$T_{1\max \text{ eff}}$ – максимальний ефективний момент, який підводиться до передачі з боку двигуна або виконуючого органу (наприклад, максимальний момент, що розвивається приводом або момент на валу брашпиля);

$K_{st \max}$ – коефіцієнт максимального навантаження, який береться за табл. 4.2.2.7.1.7.

4.2.2.7.1.8 Коефіцієнт K_γ , який враховує нерівномірність розподілення навантаження між паралельними потоками для багатомашинних приводів та редукторів із розділенням потужності, дорівнює 1,15.

Для шевронних передач потужних ГТЗА коефіцієнт K_γ необхідно призначати з урахуванням нерівномірності розподілу навантаження між напівшевронами.

У решті випадків $K_\gamma = 1$.

4.2.2.7.1.9 Значення коефіцієнта K_v , що враховує внутрішнє динамічне навантаження, визначається наступним чином:

1 для прямозубих передач і косозубих передач із коефіцієнтом осьового перекриття $\varepsilon_\beta \geq 1$:

$$K_v = 1 + \left(\frac{K_1}{K_{AF_1/b}} + K_2 \right) \frac{vz_1}{100} K_3 \sqrt{u^2/(1+u^2)}.$$

Якщо $K_{AF_1/b} < 100 \text{ Н/мм}$, треба приймати значення 100 Н/мм .

Числове значення K_1 визначається за табл. 4.2.2.7.1.9-1.

Таблиця 4.2.2.7.1.9-1

Ступінь точності	K_1 (згідно стандарту ISO 1328)					
	3	4	5	6	7	8
Прямозуба передача	2,1	3,9	7,5	14,9	26,8	39,1
Косозуба передача	1,9	3,5	6,7	13,3	23,9	34,8

Для всіх ступенів точності значення коефіцієнта K_2 визначається наступним чином:

- для прямозубих передач $K_2 = 0,0193$;

- для косозубих передач $K_2 = 0,0087$.

Значення коефіцієнта K_3 визначається наступним чином:

$$K_3 = 2,0 \text{ при } \frac{vz_1}{100} \sqrt{u^2/(1+u^2)} \leq 0,2;$$

$$K_3 = 2,071 - 0,357 \frac{vz_1}{100} \sqrt{u^2/(1+u^2)} \text{ при } \frac{vz_1}{100} \sqrt{u^2/(1+u^2)} > 0,2;$$

.2 для косозубих передач із коефіцієнтом осьового перекриття $\varepsilon_\beta < 1$ значення коефіцієнта K_v визначається шляхом лінійної інтерполяції значень, визначених прямозубих передач ($K_{v\alpha}$) і косозубих передач ($K_{v\beta}$):

$$K_v = K_{v\alpha} - \varepsilon_\beta (K_{v\alpha} - K_{v\beta}) \quad (4.2.2.7.1.9.2)$$

де:

$K_{v\alpha}$ - значення коефіцієнта K_v для прямозубих коліс згідно з **4.2.2.7.1.9.1**;

$K_{v\beta}$ - значення коефіцієнта K_v для косозубих коліс згідно з **4.2.2.7.1.9.1**.

Цей метод може бути застосований лише за виконання наступних умов:

$$\frac{vz_1}{100} \sqrt{u^2/(1+u^2)} < 10 \text{ м/с}$$

- передачі, які працюють в дорезонансній зоні, а саме:

- прямозубі передачі ($\beta = 0^\circ$) і косозубі передачі ($\beta \leq 30^\circ$);

- шестерні з відносно малою кількістю зубців $z_1 < 50$;

- колеса суцільні з товстим ободом, а також для всіх типів передач, якщо

$$\frac{vz_1}{100} \sqrt{u^2/(1+u^2)} < 3 \text{ м/с}$$

(в тому числі для косозубих передач, де $\beta > 30^\circ$).

Коефіцієнт K_v , який враховує динамічне навантаження, що виникає в зачепленні, в разі коли частота обертання шестерні більша ніж $0,8n_{E1}$, розраховується за табл. 4.2.2.7.1.9-2.

Значення коефіцієнта K_v для конічних зубчастих передач із нахиленими та круговими зубцями, якщо $\varepsilon_\beta \geq 1$ та з прямими зубцями, якщо

$$v_{mt} \frac{Z_1}{100} \sqrt{u^2/(1+u^2)} \leq 3 \text{ м/с}$$

та у тих випадках, коли колеса сталеві з товщиною диску, що є близькою до ширини вінця, $Z_1 < 50$ та

$$v_{mt} \frac{Z_1}{100} \sqrt{u^2/(1+u^2)} \leq 10 \text{ м/с},$$

$$\text{де: } v_{mt} = \frac{d_{m1} n_1}{19098}$$

визначаються за рівнянням

$$K_v = 1 + \left(\frac{K_1 K_2}{F_t / b_{eH} K_A} + K_3 \right) v_{mt} \frac{Z_1}{100} \sqrt{u^2 / (1 + u^2)}. \quad (4.2.2.7.1.9.2-2)$$

Значення K_1 , K_2 , та K_3 беруться за табл. 4.2.2.7.1.9-5. Якщо $F_t / b_{eH} K_A < 100 \text{ Н/мм}$, то це значення беруть рівним 100 Н/мм .

Для конічних передач при $\varepsilon_{\alpha\beta} < 1$ K_v визначається за формулою (4.2.2.7.1.9.2-1), де K_α і K_β – відповідні значення K_v за формулою (4.2.2.7.1.9.2-2).

Таблиця 4.2.2.7.1.9-2

Параметр 1	Позначення 2	Метод визначення 3
1. Резонансна частота обертання шестерні (головний резонанс), хв^{-1}	n_{E1}	$n_{E1} = \frac{30 \cdot 10^3}{\pi Z_1} \sqrt{\frac{C_\gamma}{m_{red}}}$
1.1 середня питома торцева жорсткість зубців пари зубчастих коліс, $\text{Н/(мм} \cdot \text{мкм)}$	C_γ	за формулою (4.2.2.7.1.10-2)
1.2 питома нормальна жорсткість пари зубців, $\text{Н/(мм} \cdot \text{мкм)}$	C	$C = C_\gamma / (0,75 \varepsilon_\alpha + 0,25)$
1.3 зведена маса, кг/мм	m_{red}	$m_{red} = \frac{\frac{\theta_1}{(d_{b1}/2)^2} \frac{\theta_2}{(d_{b2}/2)^2}}{\frac{\theta_1}{(d_{b1}/2)^2} + \frac{\theta_2}{(d_{b2}/2)^2}} \cdot \frac{1}{b_w},$ де: θ_1 і θ_2 – моменти інерції мас відносно осі обертання шестерні та колеса, $\text{кг} \cdot \text{мм}^2$. Для наближених розрахунків зведену масу можна визначати за формулою $m_{red} = 3,25 \cdot 10^{-6} d_2^2 / (u^2 + 1).$ У випадку приєднання до шестерні додаткової маси із моментом інерції в γ разів більше ніж у шестерні $m_{red} = 3,25 \cdot 10^{-6} d_2^2 (1 + \gamma) / (u^2 + 1 + \gamma).$
2. Відношення до зони головного резонансу	n_1 / n_{E1}	Залежно від n_1 / n_{E1} виділяються 4 зони: а) $n_1 / n_{E1} < 0,85$ – дорезонансна, що визначається відповідно до 4.2.2.7.1.9; б) $0,85 \leq n_1 / n_{E1} \leq 1,15$ – резонансна, що визначається відповідно до п. 3 цієї таблиці; в) $1,15 < n_1 / n_{E1} < 1,5$ – проміжна, що визначається відповідно до п. 5 цієї таблиці; г) $n_1 / n_{E1} \geq 1,5$ – закритична, що визначається відповідно до п. 4 цієї таблиці.
3. Коефіцієнт, який враховує динамічне навантаження, що виникає в зачепленні в резонансній зоні	K_v	За формулою $K_v = 1 + C_{v1} B_p + C_{v2} B_f + C_{v4} B_k,$ де: C_{v1}, C_{v2} і C_{v4} визначаються за табл. 4.2.2.7.1.9-3

Параметр	Позначення	Метод визначення
1	2	3
3.1 коефіцієнт, який враховує похибку кроку зачеплення, припрацювання та завантаженість передачі	B_p	За формулою $B_p = \frac{C'(f_{pb} - y_\alpha)}{(F_t/b_w)K_A K_\gamma}$, де: f_{pb} – похибка кроку зачеплення (якщо вона не задана, то приймається допустиме значення f_{pbr}), мкм; y_α – зменшення похибки кроку зачеплення в результаті припрацювання, мкм, що визначається відповідно до 4.2.2.7.1.11.
3.2 коефіцієнт, який враховує похибку профілю, припрацювання та завантаженість передачі	B_f	За формулою $B_f = \frac{C'(f_f - y_\alpha)}{(F_t/b_w)K_A K_\gamma}$, де: f_f – похибка профілю зачеплення (якщо вона не задана, то береться допустиме значення f_{fr}), мкм.
3.3 коефіцієнт, який враховує плавність входу головки зубця в зачеплення	B_k	За формулою $B_k = \left 1 - \frac{C' C_a}{(F_t/b_w)K_A K_\gamma} \right $, де: $C_a = 1,5 + [(\sigma/97 - 18,45)^2 / 18]$ Примітка. Якщо матеріали зубчастих коліс різні, то $C_a = (C_{a1} + C_{a2})/2$
4. Коефіцієнт, який враховує динамічне навантаження, що виникає в зачепленні у закритичній зоні	K_v	За формулою $K_v = C_{v5} B_p + C_{v6} B_f + C_{v7}$, де: C_{v5} , C_{v6} і C_{v7} визначаються за табл. 4.2.2.7.1.9-3 та 4.2.2.7.1.9-4
5. Коефіцієнт, який враховує динамічне навантаження, що виникає у зачепленні у проміжній зоні	K_v	K_v визначається лінійною інтерполяцією значень у резонансній зоні при $n_1 = 1,15n_{E1}$ відповідно до п. 3 цієї таблиці та в закритичній зоні якщо $n_1 = 1,15n_{E1}$ відповідно до п. 4 цієї таблиці: $K_v = K_{v(n_1=1,15n_{E1})} + \frac{K_{v(n_1=1,15n_{E1})}}{0,35} \left(1,5 - \frac{n_1}{n_{E1}} \right) - \frac{K_{v(n_1=1,15n_{E1})}}{0,35} \left(1,5 - \frac{n_1}{n_{E1}} \right)$

Таблиця 4.2.2.7.1.9-3

Коефіцієнт	Коефіцієнт перекриття	
	$1 < \varepsilon_\gamma \leq 2$	$\varepsilon_\gamma > 2$
C_{v1}	0,32	0,32
C_{v2}	0,34	$\frac{0,57}{\varepsilon_\gamma - 0,30}$
C_{v4}	0,90	$\frac{0,57 - 0,05\varepsilon_\gamma}{\varepsilon_\gamma - 1,44}$
C_{v5}	0,47	0,47
C_{v6}	0,47	$\frac{0,12}{\varepsilon_\gamma - 1,74}$

Таблиця 4.2.2.7.1.9-4

Коефіцієнт	Коефіцієнт перекриття		
	$1 < \varepsilon_\gamma \leq 1,5$	$1,5 < \varepsilon_\gamma < 2,5$	$\varepsilon_\gamma \geq 2,5$
C_{v7}	0,75	$0,125 \sin[\pi(\varepsilon_\gamma - 2)] + 0,875$	1,0

Таблиця 4.2.2.7.1.9-5

Ступінь точності Q	K_1							K_2	K_3
	3	4	5	6	7	8	9	3–9	
Прямозубі	2,19	3,18	7,49	15,34	27,02	58,43	106,64	1,0645	0,0193
Кругові та похилі								1,0000	0,0100

4.2.2.7.1.10 Коефіцієнт, який враховує нерівномірність розподілення навантаження уздовж контактних ліній зубців циліндричних передач, визначається за формулою

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{F_{\beta\gamma} C_{\gamma}}{2w_t K_A K_{\gamma} K_{\nu}}, \quad (4.2.2.7.1.10-1)$$

де:

$F_{\beta\gamma}$ – в мкМ,

C_{γ} – в Н/(мм · мкМ).

Значення $F_{\beta\gamma}$ розраховуються за допомогою залежностей:

$$F_{\beta\gamma} = F_{\beta x} - y_{\beta};$$

$$F_{\beta x} = 1,33 f_{sh} + f_{ma};$$

$$f_{sh} = f_{sho} w_t K_A K_{\gamma} K_{\nu}.$$

У загальному випадку параметр f_{sho} враховує вплив деформації вигину і кручення шестерні та колеса на розподілення навантаження по ширині зубців, які сполучаються, та залежить від багатьох факторів.

Якщо розташування коліс у прогоні між опорами близьке до центрального, то:

$f_{sho} = 2,3\gamma_H \cdot 10^{-2}$ (мкМ·мм)/Н – для передач без поздовжньої модифікації та без модифікації у торців зубців;

$f_{sho} = 1,6\gamma_H \cdot 10^{-2}$ (мкМ·мм)/Н – для передач, зубці коліс яких виконані з поздовжньою модифікацією у торці зубця,

де: $\gamma_H = (b_w/d_1)^2$ – для косозубих та прямозубих передач; $\gamma_H = 3(b_w/2d_1)^2$ – для шевронних передач (b_w – загальна ширина зубчастого вінця);

Якщо зубці виконані з поздовжньою модифікацією, то $f_{sho} = 5 \cdot 10^{-3}$ (мкМ·мм)/Н – для прямозубих передач; $f_{sho} = 1,3 \cdot 10^{-2}$ (мкМ·мм)/Н – для косозубих передач;

останні значення f_{sho} є мінімальними розрахунковими в усіх випадках.

Для усіх типів передач без поздовжньої модифікації зубців

$$f_{ma} = 2F_{\beta} / 3,$$

а у випадку застосування поздовжньої модифікації зубців

$$f_{ma} = F_{\beta} / 3,$$

де: F_{β} – більше зі значень $F_{\beta 1}$ і $F_{\beta 2}$ відповідно для шестерні і колеса.

У випадку контакту сталевих зубців, які піддані об'ємному гартуванню, і гартованих по поверхні зубців, що працюють із об'ємно-гартованими,

$$y_{\beta} = \frac{320}{\sigma_{H \lim}} F_{\beta x}$$

де: $\sigma_{H \lim}$ – див. 4.2.2.7.2.1.

Якщо $v \leq 5$ м/с, то максимальне значення y_{β} не обмежується.

Якщо $5 \text{ м/с} < v \leq 10 \text{ м/с}$

$$y_{\beta} = \frac{25800}{\sigma_{Hlim}}.$$

Коли $v > 10 \text{ м/с}$, то

$$y_{\beta} = \frac{12800}{\sigma_{Hlim}}.$$

Для зубців, які піддані поверхневому гартуванню або азотуванню

$$y_{\beta} = 0,15 F_{\beta x},$$

причому, за будь-якої швидкості значення y_{β} не повинне перевищувати 6 мкм.

Якщо зубці шестерні і колеса піддані різним видам поверхневого зміцнення, то

$$y_{\beta} = 0,5(y_{\beta 1} + y_{\beta 2}),$$

де: $y_{\beta 1}$ та $y_{\beta 2}$ – значення відповідно для шестерні та колеса.

Середня питома торцева жорсткість пари зубчастих коліс розраховується за формулою

$$C_{\gamma} = \frac{(1 + 3\varepsilon_{\alpha})}{q'} C_{BS} \cos \beta,$$

де:

$$C_{BS} = [1 + 0,5(0,2 - c^*)][1 - 0,02(20 - \alpha_n)];$$

$$q' = 0,23615 + \frac{0,7755}{Z_{v1}} + \frac{1,28955}{Z_{v2}} - 0,03175x_1 - \frac{0,5827x_1}{Z_{v1}} - 0,00965x_2 \frac{1,2094x_2}{Z_{v2}} + 0,02645x_1^2 + 0,0091x_2^2;$$

$$Z_{v1} = \frac{Z_1}{\cos^2 \beta_b \cos \beta}; \quad Z_{v2} = \frac{Z_2 Z_{v1}}{Z_1}. \quad (4.2.2.7.1.10-2)$$

Для передач із внутрішнім зачепленням $Z_{v2} = \infty$.

Якщо $(F_t / b_w) K_A < 100 \text{ Н/мм}$, то

$$C_{\gamma} = \frac{(1 + 3\varepsilon_{\alpha})}{q'} C_{BS} \cos \beta \frac{(F_t / b_w) K_A}{100}.$$

Для циліндричних косозубих передач в силу полюсної концентрації напружень (змінності жорсткості вздовж контактної лінії) необхідно брати $K_{H\beta} \geq 1,2$.

Коефіцієнт $K_{H\beta}$ для конічних передач, який враховує підвищення тиску на робочих поверхнях зубців, необхідно визначати за формулою

$$K_{H\beta} = 1,5 K_{H\beta be},$$

де: опорний коефіцієнт $K_{H\beta be}$ – див. табл. 4.2.2.7.1.10.

Таблиця 4.2.2.7.1.10

Колеса розташовані в прогонах між опорами	Одне з коліс розташоване консольно, друге – у прогоні	Колеса розташовані консольно
1,1	1,20	1,5

4.2.2.7.1.11 Значення коефіцієнта розподілення навантаження між одночасно контактуючими парами зубців $K_{H\alpha}$ може бути знайдене за однією з формул:

якщо $\varepsilon_{\gamma} \leq 2$

$$K_{H\alpha} = \varepsilon_{\alpha}(0,45 + K_4), \quad (4.2.2.7.1.11-1)$$

якщо $\varepsilon_{\gamma} > 2$

$$K_{H\alpha} = 0,9 + 2K_4 \sqrt{\frac{2(\varepsilon_\gamma - 1)}{\varepsilon_\gamma}}, \quad (4.2.2.7.1.11-2)$$

де:

$$K_4 = \frac{C_\gamma(f_{pb} - y_\alpha)}{5w_{tH}};$$

$$w_{tH} = w_t K_A K_\gamma K_v K_{H\beta};$$

f_{pb} – брати рівним більшому зі значень f_{pb1} та f_{pb2} відповідно для шестерні та колеса;

якщо $f_{pb} < f_f$ то f_{pb} замінюється на більше зі значень f_{f1} та f_{f2} ;

для коліс, зубці яких мають модифікацію профілю головок, замість f_{pb} необхідно підставляти $0,5 f_{pb}$.

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta, \quad (4.2.2.7.1.11-3)$$

де:

ε_α – за формулою (4.2.2.7.1.2-11);

ε_β – за формулою (4.2.2.7.1.2-12).

У випадку об'ємного гартування зубців

$$y_\alpha = \frac{160}{\sigma_{H \lim}} f_{pb},$$

при цьому, якщо $v \leq 5 \text{ м/с}$, максимальне значення y_α не обмежується.

Якщо $5 \text{ м/с} < v \leq 10 \text{ м/с}$, то максимальне значення обмежується умовою

$$y_\alpha \leq \frac{12800}{\sigma_{H \lim}};$$

якщо $v > 10 \text{ м/с}$ повинно бути

$$y_\alpha \leq \frac{6400}{\sigma_{H \lim}}.$$

Для зубців, які піддані поверхневому гартуванню або азотуванню

$$y_\alpha = 0,075 f_{pb},$$

причому, за будь-якої швидкості значення y_α не повинне перевищувати 3мм.

Якщо зубці шестерні і колеса піддані різним видам поверхневого зміцнення, то

$$y_\alpha = 0,5(y_{\alpha 1} + y_{\alpha 2}),$$

де:

$y_{\alpha 1}$ – для шестерні;

$y_{\alpha 2}$ – для колеса.

Розрахункові значення $K_{H\alpha}$ обмежуються умовами

$$1 \leq K_{H\alpha} \leq \frac{\varepsilon_\gamma}{\varepsilon_\alpha Z_\varepsilon^2},$$

де:

ε_γ – за формулою (4.2.2.7.1.11-3);

Z_ε – за однією із формул (4.2.2.7.1.5-1)– (4.2.2.7.1.5-3).

4.2.2.7.2 Допустиме контактне навантаження для зубців шестерні і колеса визначається за формулою

$$\sigma_{H\text{p}} = \frac{\sigma_{H\text{lim}} Z_N}{S_{H\text{min}}} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X, \quad (4.2.2.7.2)$$

де:

$\sigma_{H\text{lim}}$ – див. 4.2.2.7.2.1;

Z_H – див. 4.2.2.7.2.2;

$S_{H\text{min}}$ – див. 4.2.2.7.2.3;

Z_L – див. 4.2.2.7.2.4;

Z_V – див. 4.2.2.7.2.5;

Z_R – див. 4.2.2.7.2.6;

Z_W – див. 4.2.2.7.2.7;

Z_X – див. 4.2.2.7.2.8.

Допустимі контактні напруження при дії максимального навантаження визначаються за формулою

$$\sigma_{H\text{max}} = \frac{\sigma_{H\text{lim}} Z_N}{S_{HST}} Z_W,$$

де: S_{HST} – див. 4.2.2.7.2.3.

4.2.2.7.2.1 Значення границі контактної міцності $\sigma_{H\text{lim}}$ за відсутності даних випробувань приймаються за табл. 4.2.2.7.2.1.

Таблиця 4.2.2.7.2.1

Термічна або хіміко-термічна обробка зубців		$\sigma_{H\text{lim}}$, МПа
шестерні	колеса	
Об'ємне гартування	Об'ємне гартування	$0,46\sigma_{B2}+255$
Поверхнєве гартування		$0,42\sigma_{B2}+415$
Цементування, поверхнєве гартування, азотування	Низькотемпературне ціанування	1000
	Поверхнєве гартування	$0,88HV_2+675$
Цементування, азотування	Азотування в газовому середовищі	1300
Цементування		1500
Примітка. Значення $\sigma_{H\text{lim}}$ відповідають імовірності відмови не більше 1% при кількості циклів не менше $5 \cdot 10^7$. Критерієм, який визначає $\sigma_{H\text{lim}}$, є пошкодження втомними раковинами не менше 2% активної поверхні зубця без зміцнення поверхні та не менше 5% – для зубця зі зміцненням.		

4.2.2.7.2.2 Для основних режимів роботи коефіцієнт довговічності $Z_N = 1$.

Для режимів заднього ходу та інших режимів роботи з невеликим числом циклів навантаження рекомендується брати $Z_N = 1,1$.

На режимі максимального навантаження T_{imax} коефіцієнт довговічності Z_N дорівнює:

- 1,6 – для сталі з об'ємним або поверхневим гартуванням;
- 1,3 – для сталі, яка азотована в газовому середовищі;
- 1,1 – для сталі, яка азотована у ванні.

4.2.2.7.2.3 Мінімальні коефіцієнти запасу контактної витривалості $S_{H\text{min}}$, запасу витривалості при вигині $S_{F\text{min}}$, статичної міцності робочих поверхонь S_{HST} і статичної міцності зубців при вигині S_{FST} призначаються за табл. 4.2.2.7.2.3.

Таблиця 4.2.2.7.2.3

Вид передачі	Тип судна	$S_{H\text{min}}$	$S_{F\text{min}}$	S_{HST}^1	S_{FST}^1
Головна зубчаста	Усі судна, за виключенням прогулянкових	1,4	1,8	1,4	1,8
	Одногвинтові прогулянкові судна	1,25	1,5	1,25	1,5
	Багатогвинтові прогулянкові судна	1,2	1,45	1,2	1,45
Допоміжна зубчаста	Усі судна	1,15	1,4	$1,1 \div 1,35^2$	$1,4 \div 1,7^2$

¹ Для коліс із кувань або гарячекатаної сталі. Для заготовок із прокату ці значення необхідно збільшити на 15%, для литих заготовок – на 30%.

² Максимальне значення для передач, вихід з ладу яких пов'язаний із важкими наслідками.

Примітка. Прогулянковими вважаються судна довжиною до 24м, які не використовуються для комерційних і пасажирських перевезень та під фрахт.

4.2.2.7.2.4 Коефіцієнт, який враховує вплив в'язкості мастила, визначається за однією з формул:

$$Z_L = C_{ZL} + \frac{1 - C_{ZL}}{\left(0,6 + \frac{40}{v_{50}}\right)^2}$$

або

$$Z_L = C_{ZL} + \frac{1 - C_{ZL}}{\left(0,6 + \frac{67}{v_{40}}\right)^2};$$

Якщо $850 \text{ МПа} \leq \sigma_{H \text{ lim}} \leq 1200 \text{ МПа}$

$$C_{ZL} = 0,83 + 0,08 \left(\frac{\sigma_{H \text{ lim}} - 850}{350} \right)$$

4.2.2.7.2.5 Коефіцієнт, який враховує вплив окружної швидкості, визначається за формулою

$$Z_v = C_{Zv} + \frac{1 - C_{Zv}}{\sqrt{0,2 + 8/v}}.$$

В діапазоні $850 \text{ МПа} \leq \sigma_{H \text{ lim}} \leq 1200 \text{ МПа}$

$$C_{Zv} = C_{ZL} + 0,02.$$

4.2.2.7.2.6 Коефіцієнт, який враховує вплив шорсткості сполучених поверхонь зубців, розраховується за формулою

$$Z_R = (3/R_{Z100})^{CZR}.$$

При цьому повинна виконуватися умова $Z_R \leq 1,15$.

Значення R_{Z100} розраховується за допомогою залежностей:

$$R_{Z100} = R_Z \sqrt[3]{100/a_w};$$

$$R_Z \cong 6R_a;$$

$$R_a = 0,5(R_{a1} + R_{a2}).$$

Якщо $850 \text{ МПа} \leq \sigma_{H \text{ lim}} \leq 1200 \text{ МПа}$, то

$$C_{ZR} = 0,12 + \frac{1000 - \sigma_{H \text{ lim}}}{5000}$$

Якщо $\sigma_{H \text{ lim}} < 850 \text{ МПа}$ необхідно приймати:

$$C_{ZL} = 0,83; C_{Zv} = 0,85; C_{ZR} = 0,15,$$

а якщо $\sigma_{H \text{ lim}} > 1200 \text{ МПа}$ необхідно приймати:

$$C_{ZL} = 0,91; C_{Zv} = 0,93; C_{ZR} = 0,08.$$

4.2.2.7.2.7 Коефіцієнт, який враховує підвищення контактної міцності зубців меншої твердості при їхній роботі зі зміцненими зубцями з гладкою ($R_Z < 6 \text{ мкм}$) поверхнею, визначається за формулами:

1 поверхнево гартовані шестерні з об'ємним гартуванням коліс:

$Z_w = 1,23(3/R_{zH})^{0,15}$ якщо $HB < 130$;

$Z_w = \{1,2 - [(HB - 30)/1700]\} (3/R_{zH})^{0,15}$ якщо $130 \leq HB \leq 470$;

$Z_w = (3/R_{zH})^{0,15}$ якщо $HB > 470$,

де:

HB – твердість по Брінеллю зубців меншої твердості;

R_{zH} – еквівалентна шорсткість поверхні, мкм;

$R_{zH} = R_{z1}(10/\rho_{red})^{0,33} (R_{z1}/R_{z2})^{0,66}/(v_{v40}/1500)^{0,33}$;

ρ_{red} – приведений радіус кривизни;

$\rho_{red} = \rho_{red} \rho_{red}(\rho_1 + \rho_2)$, $\rho_{1,2} = 0,5db_{1,2} \tan \alpha_{tw}$;

.2 шестерні і колеса з об'ємним гартуванням:

Якщо шестерня суттєво твердіша за колеса, ефект зміцнення збільшує допустиме навантаження на зубці колеса.

Коефіцієнт Z_w поширюється тільки на колесо:

$Z_w = 1$, якщо $HB_1/HB_2 < 1,2$;

$Z_w = 1 + [(0,00898 HB_1/HB_2) - 0,00829] (u - 1)$, якщо $1,2 \leq HB_1/HB_2 \leq 1,7$;

$Z_w = 1 + 0,00829 (u - 1)$, якщо $HB_1/HB_2 > 1,7$.

Якщо передатне число $u > 20$, необхідно використовувати значення $u = 20$.

Якщо отримане значення $Z_w < 1$ необхідно використовувати значення $Z_w = 1$.

4.2.2.7.2.8 Коефіцієнт Z_X , який враховує вплив розмірів зубців, вибирається за табл. 4.2.2.7.2.8

Таблиця 4.2.2.7.2.8

Термічна або хіміко-термічна обробка зубців шестерні	Модуль, мм	Z_X
Цементування або гартування поверхні	$m_n \leq 10$	1
	$10 < m_n < 30$	$1,05 - 0,005m_n$
	$m_n \geq 30$	0,9
Азотування	$m_n \leq 7,5$	1
	$7,5 < m_n < 30$	$1,08 - 0,011m_n$
	$m_n \geq 30$	0,75
Об'ємне гартування	–	1

4.2.2.7.3 Розрахункові значення напруження вигину в небезпечному перерізі МПа, визначаються окремо для зубців шестерні і колеса за формулою

$$\sigma_F = \sigma_{FO} K_A K_\gamma K_{F\beta} K_{F\alpha}, \quad (4.2.2.7.3)$$

де:

σ_{FO} – див. 4.2.2.7.3.1;

K_A – див. 4.2.2.7.1.7;

K_γ – див. 4.2.2.7.1.8;

K_v – див. 4.2.2.7.1.9;

$K_{F\beta}$ – див. 4.2.2.7.3.5;

$K_{F\alpha}$ – див. 4.2.2.7.3.6.

Розрахункові значення максимальних напружень вигину σ_{Fmax} , МПа, визначаються окремо для зубців шестерні та колеса за формулою

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_{Fmax} K_\gamma K_{F\beta} K_{F\alpha},$$

де: σ_{Fmax} – див. 4.2.2.7.3.1.

4.2.2.7.3.1 Напруження вигину при номінальному навантаженні

$$\sigma_{FO} = F_t Y_F Y_S Y_\beta Y_{DT} / \tau b m_n, \quad (4.2.2.7.3.1)$$

де:

b і m_n – див. 4.2.2.5;

F_t – див. 4.2.2.6;

τ – див. 4.2.2.7.1.1;

Y_F – див. 4.2.2.7.3.2;

Y_S – див. 4.2.2.7.3.3;

Y_β – див. 4.2.2.7.3.4;

Y_B – коефіцієнт товщини обода, див. 4.2.2.7.3.8;

Y_{DT} – коефіцієнт перекриття високо точних зубців, див. 4.2.2.7.3.9.

Максимальні напруження вигину T_{lmax} , МПа, визначаються окремо для зубців шестерні та колеса за формулою

$$\sigma_{FOmax} = \frac{F_{tmax}}{\tau b m_n} Y_F Y_S Y_\beta.$$

Значення вхідних параметрів повинні визначатися при $F_t = F_{tmax}$, $K_A = 1,0$ та $K_v = 1,0$.

4.2.2.7.3.2 Коефіцієнт форми зубця у випадку зовнішнього зачеплення при $\alpha \leq 25^\circ$ і $\beta \leq 30^\circ$ розраховується за допомогою наступних залежностей:

$$Y_F = \frac{6h_F^* \cos \alpha_{en}}{(S_{Fn}^*)^2 \cos \alpha_n},$$

де: $h_F^* = h_{Fe} / m_n$, $S_{Fn}^* = S_{Fn} / m_n$;

h_{Fe} , S_{Fn} , α_{en} – див. рис. 4.2.2.7.3.2-1.

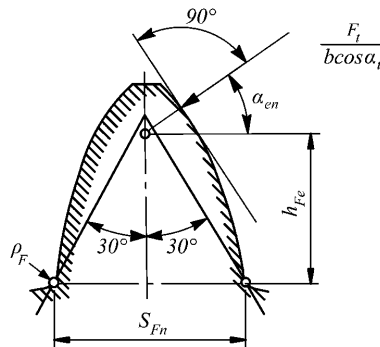


Рис. 4.2.2.7.3.2-1 До визначення Y_F для випадку зовнішнього зачеплення

Для визначення h_F^* і S_{Fn}^* розраховують

$$p_{bt} = \pi m_t \cos \alpha_t,$$

де: α_t – за формулою (4.2.2.7.1.2-1);

а також

$$d_e = 2 \sqrt{\left[p_{bt} (1 - \varepsilon_\alpha) + 0,5 \sqrt{d_a^2 - d_b^2} \right]^2 + (0,5 d_b)^2}$$

де:

ε_α – за формулою (4.2.2.7.1.2-11);

d_a і d_b для шестерні – за формулами (4.2.2.7.1.2-2), (4.2.2.7.1.2-9),

для колеса – за формулами (4.2.2.7.1.2-3), (4.2.2.7.1.2-10).

$$\alpha_e = \arccos(d_b / d_e);$$

$$\gamma_e = \frac{1}{Z} \left(\frac{\pi}{2} + 2x \operatorname{tg} \alpha_n + 2x_{sm} \right) + \operatorname{inv} \alpha_t - \operatorname{inv} \alpha_e;$$

$$\alpha_{et} = \alpha_e - \gamma_e;$$

$$G = \rho_{a0}^* - h_{a0}^* + x,$$

де:

$$\rho_{a0}^* = \rho_{a0} / m_n, \quad h_{a0}^* = h_{a0} / m_n = h_a^* + c^*;$$

ρ_{a0} і h_{a0} – див. рис. 4.2.2.7.3.2-2; рис. 4.2.2.7.3.2-3;

x_{sm} для циліндричних передач рівне нулю, для конічних передач – див. 4.2.7.6;

$$e = \frac{\pi}{4} m_n - m_n x_{sm} - h_{a0} \operatorname{tg} \alpha_n + h_k (\operatorname{tg} \alpha_n - \operatorname{tg} \alpha_0) - \frac{(1 - \sin \alpha_0)}{\cos \alpha_0} \rho_{a0},$$

де: h_{a0} і α_0 – див. рис. 4.2.2.7.3.2-3;

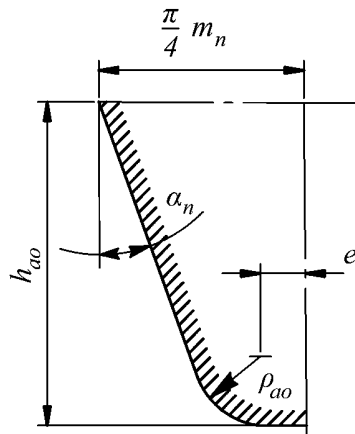


Рис. 4.2.2.7.3.2-2. Вихідний виробний контур фрези без протуберанця

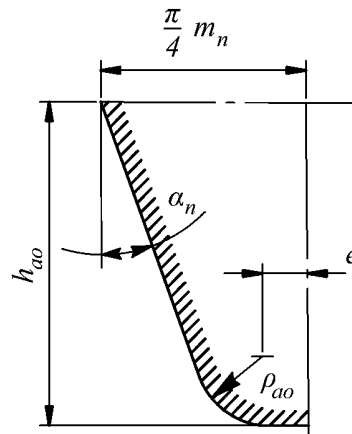


Рис. 4.2.2.7.3.2-3. Вихідний виробний контур фрези з протуберанцем

у випадку використання інструменту без протуберанця

$$h_k = 0, \quad \alpha_0 = \alpha_n;$$

$$H = \frac{2}{Z_v} \left(\frac{\pi}{2} - \frac{e}{m_n} \right) - \frac{\pi}{3},$$

де: Z_v – за формулою (4.2.2.7.1.10-2);

$$\psi = \frac{2G}{Z_v} \operatorname{tg} \psi - H;$$

при вирішенні цього рівняння відносно ψ у першому наближенні можна прийняти $\psi = \pi/6$;

$$\beta_e = \arctg \left(\frac{d_b}{d \cos \alpha_{et}} \operatorname{tg} \beta \right),$$

де: d для шестерні – за формулою (4.2.2.7.1.2-6); для колеса – за формулою (4.2.2.7.1.2-6);

$$\alpha_{en} = \arctg(\operatorname{tg} \alpha_{et} \cos \beta_e);$$

$$S_{Fn}^* = Z_v \sin \left(\frac{\pi}{3} - \psi \right) + \sqrt{3} \left(\frac{G}{\cos \psi} - \rho_{a0}^* \right);$$

$$h_F^* = \frac{1}{2} \left\{ \frac{Z}{\cos \beta} \left(\frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{et}} - 1 \right) + Z_v \left[1 - \cos \left(\frac{\pi}{3} - \psi \right) \right] - \frac{G}{\cos \psi} + \rho_{a0} \right\}.$$

У випадку внутрішнього зачеплення

$$Y_F = \frac{6h_{F2}^* \cos \alpha_{en}}{(S_{Fn2}^*)^2 \cos \alpha_n}$$

Для визначення $h_{F2}^* = h_{F2}/m_n$ і $S_{Fn2}^* = S_{Fn2}/m_n$, (h_{F2} і S_{Fn2} – див. рис. 4.2.2.7.3.2- 4.) розраховують:

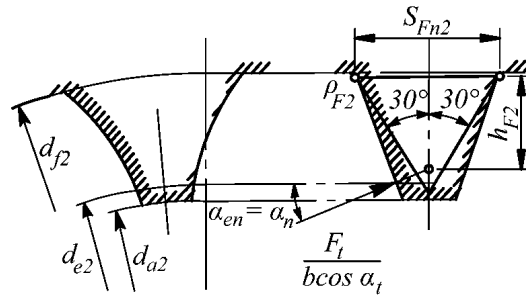


Рис.4.2.2.7.3.2-4. До визначення Y_F для випадку внутрішнього зачеплення

$$d_{f2} = 2a_{w02} + d_{a0},$$

де: a_{w02} – за формулою (4.2.2.7.1.2-8);

$$h_{a02}^* = h_{a02} / m_n = (d_{f2} - d_2) / 2m_n;$$

$$c = 0,5(d_{f2} - d_{a1}) - a_w,$$

де:

d_{a1} – за формулою (4.2.2.7.1.2-4);

a_w – за формулою (4.2.2.7.1.2-7);

$$\rho_{a02}^* = \frac{c}{m_n(1 - \sin \alpha_n)};$$

$$d_{e2} = 2\sqrt{\left[-p_{bt}(1 - \epsilon_\alpha) + 0,5\sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2}\right]^2 + (0,5d_{b2})^2},$$

де: d_{a2} – за формулою (4.2.2.7.1.2-5);

$$h_{F2}^* = \frac{d_{f2} - d_{e2}^*}{2\cos^2 \alpha_n} - \left(\frac{\pi}{4} + h_{a02}^* \tan \alpha_n\right) \tan \alpha_n - 0,5\rho_{a02}^*;$$

$$S_{Fn2}^* = \frac{2(\rho_{a02}^* - \delta_0^*)}{\cos \alpha_n} + 2(h_{a02}^* - \rho_{a02}^*) \tan \alpha_n - \sqrt{3}\rho_{a02}^* + 0,5\pi,$$

де: $d_{f2}^* = d_{f2}/m_n$, $d_{e2}^* = d_{e2}/m_n$, $\delta_0^* = \delta_0 / m_n$.

$$\delta_0 = \left[\frac{h_k - \rho_{a0}(1 - \sin \alpha_0)}{\cos \alpha_0} \right] \sin(\alpha_n - \alpha_0), \text{ див. рис. 4.2.2.7.3.2-3.}$$

Якщо $\alpha_m = 20^\circ$

$$h_{F2}^* = 0,56624(d_{f2}^* - d_{e2}^*) - 0,13247h_{a02}^* - 0,5\rho_{a02}^* - 0,28586;$$

$$S_{Fn2}^* = 0,72794h_{a02}^* - 0,33163\rho_{a02}^* + 0,93969\delta_0^* + 1,5708.$$

4.2.2.7.3.3 Коефіцієнт, який враховує концентрацію напружень, розраховується за формулою

$$Y_S = (1,2 + 0,13L) q_s \left(\frac{1}{1,21 + 2,3/L} \right).$$

У випадку зовнішнього зачеплення

$$L = \frac{S_{Fn}^*}{h_F^*}; \quad q_s = \frac{S_{Fn}^*}{2\rho_F^*}, \quad (4.2.2.7.3.3-1)$$

де:

$$\rho_F^* = \rho_{a_0}^* + \frac{2G^2}{(Z_v \cos^2 \psi - 2G) \cos \psi}$$

У випадку внутрішнього зачеплення

$$L = \frac{S_{Fn_2}^*}{h_{F_2}^*}; \quad q_s = \frac{S_{Fn_2}^*}{\rho_{a_{02}}^*}. \quad (4.2.2.7.3.3-2)$$

Для зовнішнього та внутрішнього зачеплень повинна виконуватися умова

$$1 \leq q_s < 8.$$

Для еквівалентних циліндричних коліс конічних передач у формулі (4.2.2.7.3.1) добуток $Y_F Y_S$ замінюється добутком $Y_{FA} Y_{SA} Y_{Fe}$, де Y_{FA} і Y_{SA} визначаються за залежностями для Y_F і Y_S , в яких індекс "e" при параметрах замінюється на індекс "a", який відповідає куту тиску у випадку прикладання сили до вершини зубця; $Y_{Fe} = 0,25 + 0,75/\epsilon_{va}$.

Для стандартних вихідних контурів зубчастих передач Y_{FA} і Y_{SA} можуть бути визначені за спеціальними діаграмами.

4.2.2.7.3.4 Коефіцієнт, який враховує вплив кута нахилу лінії зубця, розраховується за формулою

$$Y_\beta = 1 - \epsilon_\beta \frac{\beta}{120},$$

де:

ϵ_β – за формулою (4.2.2.7.1.2-12);

β – в градусах; якщо $\epsilon_\beta > 1$, необхідно прийняти $\epsilon_\beta = 1$.

Мінімальне значення Y_β обмежується умовою

$$Y_\beta = 1 - 0,25\epsilon_\beta \geq 0,75.$$

4.2.2.7.3.5 Коефіцієнт $K_{F\beta}$ визначається залежністю

$$K_{F\beta} = (K_{H\beta})^N,$$

де: $K_{H\beta}$ – за формулою (4.2.2.7.1.10-1);

$$N = \frac{(b/h)^2}{1 + b/h + (b/h)^2}. \quad 4.2.2.7.3.5)$$

У формулі (4.2.2.7.3.5) підставляється менше зі значень b_1/h і b_2/h , при цьому у випадку для шевронних коліс b – ширина напівшеврона; $h = (2h_a^* + c^*)m_n - \Delta u_{tn}$ – висота зубця. Якщо $b/h < 3$, в розрахунку потрібно використовувати $b/h = 3$.

Для циліндричних та конічних коліс з поздовжньою модифікацією поверхні зубця або модифікацією торців зубців приймається $N = 1$.

4.2.2.7.3.6 Розрахункові значення $K_{Fa} = K_{Ha}$, де K_{Ha} – за однією з формул (4.2.2.7.1.11-1) чи (4.2.2.7.1.11-2), повинні задовольняти умові

$$1 \leq K_{Fa} \leq \frac{\epsilon_\gamma}{0,25\epsilon_\alpha + 0,75}.$$

4.2.2.7.3.7 При використанні зуборізного інструменту, який відрізняється від стандартного, параметри S_{Fn} , ρ_F і h_{Fe} рекомендується визначати за фактичним профілем зубця.

4.2.2.7.3.8 Коефіцієнт товщини обода Y_B є спрощеним коефіцієнтом для оцінки коліс з тонким ободом і визначається:

.1 для передач з зовнішнім зачепленням:

$$Y_B = 1, \text{ якщо } s_R/h \geq 1,2;$$

$$Y_B = 1,6 \times \ln(2,242h/s_R), \text{ якщо } 0,5 < s_R/h < 1,2,$$

де:

s_R – товщина обода коліс при зовнішньому зачепленні, мм;

h – висота зубця, мм.

Значення $s_R/h \leq 0,5$ застосовувати не рекомендується;

.2 для передач з внутрішнім зачепленням:

$$Y_B = 1, \text{ якщо } s_R/m_n \geq 3,5;$$

$$Y_B = 1,6 \times \ln(8,32 m_n/s_R), \text{ якщо } 1,75 < s_R/m_n < 3,5,$$

де: s_R – товщина обода коліс при внутрішньому зачепленні, мм.

Значення $s_R/m_n \leq 1,75$ застосовувати не рекомендується.

Для важконавантажених передач Y_B рекомендується визначати більше всебічним аналізом.

4.2.2.7.3.9 Коефіцієнт перекриття високоточних зубців Y_{DT} уточнює напруження вигину зубця, беручи до уваги високоточні шестерні/колеса і коефіцієнт перекриття зубчастого зачеплення в межах діапазону співвідношення

$$2,05 \leq \varepsilon_{an} \leq 2,5,$$

де: $\varepsilon_{an} = \varepsilon_a / \cos^2 \beta_b$.

Коефіцієнт перекриття Y_{DT} уточнюється наступним чином:

.1 при ступені точності $Q \leq 4$ та $\varepsilon_{an} > 2,5$

$$Y_{DT} = 0,7;$$

.2 при ступені точності $Q \leq 4$ та $2,05 < \varepsilon_{an} \leq 2,5$

$$Y_{DT} = 2,366 - 0,666\varepsilon_{an};$$

.3 в інших випадках $Y_{DT} = 1,0$.

4.2.2.7.4 Допустимі напруження вигину для зубців шестерні та колеса розраховуються за формулою

$$\sigma_{FP} = \sigma_{Flim} Y_{ST} Y_N Y_{RrelT} Y_{\delta relT} Y_X / S_{Fmin} Y_D, \quad (4.2.2.7.4)$$

де:

σ_{Flim} – див. 4.2.2.7.4.1;

Y_{ST} – див. 4.2.2.7.4.2;

Y_N – див. 4.2.2.7.4.3;

Y_D – див. 4.2.2.7.4.4;

$Y_{\delta relT}$ – див. 4.2.2.7.4.5;

Y_{RrelT} – див. 4.2.2.7.4.6;

Y_X – див. 4.2.2.7.4.7;

S_{Fmin} – див. 4.2.2.7.2.3.

Допустимі напруження вигину для зубців шестерні і колеса при дії максимального навантаження визначаються за формулою

$$\sigma_{FPmax} = \sigma_{Flim} Y_{ST} Y_N Y_{\delta relT} / S_{FST} Y_D$$

4.2.2.7.4.1 Значення границі міцності зубців при вигині у випадку відсутності даних випробувань приймаються за табл. 4.2.2.7.4.1.

Таблиця 4.2.2.7.4.1

Термічна або хіміко-термічна обробка зубців	σ_{Flim} , МПа	Y_N
1	2	3
Об'ємне гартування вуглецевої сталі	$0,09\sigma_B+150$	2,5
Об'ємне гартування легованої сталі	$0,1\sigma_B+185$	2,5
Низькотемпературне ціанування	330	1,2
Поверхнєве гартування	$0,35HV+125$	2,5
Азотування в газовому середовищі	390	1,6
Цементування сталей, які містять Cr, Ni, Mo	450	2,5
Цементування інших видів сталей	410	2,5
<i>Примітка:</i> Значення σ_{Flim} визначаються при випробуванні зубців коліс на міцність згину при віднулевому циклі та відповідають імовірності відмови не більше 1% при кількості циклів $3 \cdot 10^6$.		

4.2.2.7.4.2 Коефіцієнт

$$Y_{ST} = \sigma_{FE} / \sigma_{Flim} = 2,$$

де: σ_{Flim} – межа вигинальної витривалості матеріалу зубців при віднулевому циклі.

4.2.2.7.4.3 Для основних режимів роботи коефіцієнт довговічності $Y_N=1$.

При невеликому терміні служби (наприклад, у випадку передачі заднього ходу) за погодженням із Регістром можна брати $Y_N > 1$.

Для режиму максимального навантаження T_{1max} значення Y_{1max} наведені в табл.4.2.2.7.4.1.

4.2.2.7.4.4 Значення коефіцієнта Y_D беруться:

- для паразитних коліс $Y_D = 1,5$;
- для коліс з епізодичним реверсивним навантаженням $Y_D = 1,1$;
- для коліс (крім паразитних) з гарячою посадкою зубчастого вінця $Y_D = 1,25$;
- або, якщо відомі посадочний діаметр d_s і радіальний тиск p_r на посадочній поверхні,

$$Y_D = 1 + \frac{0,2d_s^2 dp_r b}{F_t \sigma_{Flim} (d_f^2 - d_s^2)}$$

де: d і d_f – подільний діаметр та діаметр впадин колеса, що розраховується;

в інших випадках $Y_D = 1$.

4.2.2.7.4.5 Коефіцієнт $Y_{\delta rel T}$, який враховує чутність матеріалу до концентрації напружень, приймається за табл.4.2.2.7.4.5.

Таблиця 4.2.2.7.4.5

Термічна або хіміко-термічна обробка перехідних поверхонь зубців	$Y_{\delta rel T}$		$Y_{\delta rel T}$, якщо T_{1max}
	$Y_{\delta rel T} = \{1 + [0,2p'(1+2q_s)]^{0,5} // [1 + (1,2p')]^{0,5}$		
	σ , МПа	якщо p' :	
Об'ємне гартування вуглецевої сталі: кування або прокат	500	0,0281	$1 + \left(Y_s - 2 \right) \times$ $\times \left(0,5 - 0,00015 \sigma_T \right)$
	600	0,0194	
	800	0,0064	
литво	1000	0,0014	$0,86 + 0,07 Y_s$
Поверхнєве гартування		0,0030	$0,4 + 0,3 Y_s$
Азотування, низькотемпературне ціанування		0,1005	$0,6 + 0,2 Y_s$
<i>Примітка.</i> Значення q_s визначається за формулою (4.2.2.7.3.3-1) або (4.2.2.7.3.3-2), залежно від виду зачеплення. Для діапазону $1,5 < a_s < 4$ можна брати $Y_{\delta rel T} = 1$.			

4.2.2.7.4.6 Коефіцієнт $Y_{Rrel T}$, який враховує вплив шорсткості перехідної поверхні зубця, визначається за табл. 4.2.2.7.4.6.

Таблиця 4.2.2.7.4.6

Термічна або хіміко-термічна обробка зубців	Y_{RrelT}	
	$R_Z < 1$	$1 \leq R_Z \leq 40$
Об'ємне або поверхневе гартування, цементування	1,12	$1,675 - 0,53 \times (R_Z + 1)^{0,1}$
Азотування та низькотемпературне ціанування	1,025	$4,3 - 3,26(R_Z + 1)^{0,005}$

4.2.2.7.4.7 Коефіцієнт Y_X , який враховує вплив розмірів зубців, визначається за табл.4.2.2.7.4.7.

Мінімальний коефіцієнт запасу витривалості при вигині вибирається за табл. 4.2.2.7.2.3.

4.2.2.7.5 Розрахункові значення коефіцієнтів запасу контактної та вигинальної міцності зубців шестерні і колеса повинні задовольняти умовам:

$$S_H = \frac{\sigma_H \lim Z_N}{\sigma_H} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X \geq S_{H \min};$$

$$S_F = \frac{\sigma_F \lim Y_{ST} Y_N}{\sigma_F Y_D} Y_{\delta rel T} Y_{R rel T} Y_X \geq S_{F \min}$$

Таблиця 4.2.2.7.4.7

Термічна або хіміко-термічна обробка зубців	Модуль, мм	Y_X
Об'ємне гартування	$5 < m_n < 30$	$1,03 - 0,006 m_n$
	$m_n \geq 30$	0,85
Поверхнева обробка	$5 < m_n < 25$	$1,05 - 0,01 m_n$
	$m_n \geq 25$	0,80

Примітка. При $m_n \leq 5$ мм та будь-якому виді поверхневого зміцнення $Y_X = 1$.

4.2.2.7.6 При розрахунку несучої здатності конічних зубчастих передач використовується зачеплення еквівалентних циліндричних зубчастих коліс, побудованих на розгортках середніх додаткових конусів.

4.2.2.7.6.1 Відповідні розрахункові формули для визначення параметрів еквівалентних циліндричних коліс у торцевому перерізі (індекс v):

Число зубців

$$Z_{v1,2} = Z_{1,2} / \cos \delta_{1,2}.$$

Діаметри подільних (початкових) кіл

$$d_{v1,2} = d_{m1,2} / \cos \delta_{1,2}.$$

Міжосьова відстань та передатне число еквівалентної передачі

$$a_v = 0,5(d_{v1} - d_{v2}),$$

$$u_v = \frac{Z_{v2}}{Z_{v1}} = u \frac{\cos \delta_1}{\cos \delta_2}$$

Діаметр вершин зубців

$$d_{va} = d_v + 2h_{am},$$

де:

h_{am} – висота головки зубця в розрахунковому перерізі для конічних коліс з рівновисокими зубцями

$$h_{am} = m_{mn}(1 + x_{hm});$$

$$m_{mn} = m_{te} \cos \beta_m \frac{R_{wm}}{R_{we}};$$

для конічних коліс із зубцями, які знижаються

$$h_{am1,2} = h_{ae1,2} - 0,5btg(\delta_{a1,2} - \delta_{1,2}),$$

де:

h_{ae} – висота головки зубця на зовнішньому торці;

δ_a – кут конуса вершин;

коефіцієнти зміщення у шестерні та колеса (задані)

$$x_{hm1,2} = \frac{h_{am1,2} - h_{am2,1}}{2m_{mn}}.$$

Коефіцієнти зміни розрахункової товщини зубця для шестерні та колеса (задані)

$$x_{sm1} = -x_{sm2}.$$

Діаметри основних кіл еквівалентних циліндричних коліс

$$d_{vb1,2} = d_{v1,2} \cos \alpha_{vt},$$

де:

$$\alpha_{vt} = \arctg \left(\frac{\tg \alpha_n}{\cos \beta_m} \right).$$

Коефіцієнти перекриття еквівалентної циліндричної передачі:

торцевого

$$\varepsilon_{v\alpha} = \frac{g_{v\alpha} \cos \beta_m}{m_{mn} \pi \cos \alpha_{vt}},$$

де:

$$g_{v\alpha} = 0,5 \left(\sqrt{d_{va1}^2 - d_{vb1}^2} + \sqrt{d_{va2}^2 - d_{vb2}^2} \right) - a_v \sin \alpha_{vt};$$

осьового:

$$\varepsilon_{v\beta} = \frac{b \sin \beta_m}{m_{mn} \pi} \tau; \quad \tau = \frac{b_{eH}}{b} = 0,85;$$

сумарного:

$$\varepsilon_{v\gamma} = \varepsilon_{v\alpha} + \varepsilon_{v\beta}.$$

Еквівалентна частота обертання шестерні

$$n_{v1} = \frac{d_{m1}}{d_{v1}} n_1.$$

4.2.2.7.6.2 Розрахункові формули для визначення параметрів еквівалентних циліндричних коліс у нормальному перерізі (індекс vn).

Число зубців

$$Z_{vn1} = \frac{Z_{v1}}{\cos^2 \beta_{vb} \cos^2 \beta_m};$$

$$Z_{vn2} = u_v Z_{vn1},$$

де:

$$\beta_{vb} = \arcsin(\sin \beta_m \cos \alpha_n).$$

Діаметри подільних (початкових) кіл еквівалентних циліндричних коліс

$$d_{vn_1} = \frac{d_{v_1}}{\cos^2 \beta_{vb}} = Z_{vn_1} m_{mn};$$

$$d_{vn_2} = u_v d_{vn_1} = Z_{vn_2} m_{mn}.$$

Діаметр вершин зубців

$$d_{van} = d_{vn} + d_{va} - d_v = d_{vn} + 2h_{am} = m_{mn} Z_{vn} + (d_{va} - d_v).$$

Діаметр основного кола

$$d_{vbn} = d_{vn} \cos \alpha_n = Z_{vn} m_{mn} \cos \alpha_n.$$

Коефіцієнт перекриття

$$\varepsilon_{van} = \varepsilon_{va} / \cos^2 \beta_{vb}.$$

4.2.2.8 Зубчасті колеса з хіміко-термічною обробкою зубців з крупним модулем ($v_n \geq 7,5$ мм) повинні бути додатково перевірені на глибинну міцність.

Розрахунковий коефіцієнт запасу глибинної контактної міцності $S_{H\Gamma\Gamma}$ повинний визначатися для шестерні та колеса і задовольняти умові

$$S_{H\Gamma\Gamma} = \frac{\sigma_{H\Gamma\Gamma.lim}}{\sigma_H} \geq S_{H\Gamma\Gamma.min},$$

де:

σ_H – за формулою (4.2.2.7.1);

$\sigma_{H\Gamma\Gamma.lim}$ – границя глибинної контактної міцності, що визначається за формулами

$$\sigma_{H\Gamma\Gamma.lim} = 5,5 HB_c \text{ якщо } \varphi \leq 0,6$$

та

$$\sigma_{H\Gamma\Gamma.lim} = (4,58 + 1,57\varphi - 0,06\varphi^2) HB_c \mu_T \text{ якщо } \varphi > 0,6.$$

Тут μ_T – коефіцієнт, що враховує можливість появи тріщини не у серцевині, а в зміцненому шарі, та визначається за кривими згідно з рис. 4.2.2.8;

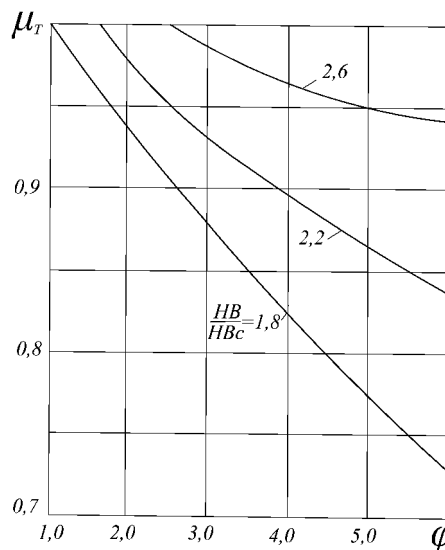


Рис. 4.2.2.8. Графік для визначення коефіцієнта μ_T залежно від φ і HB/HB_c

$$\text{Параметр } \varphi = \frac{h_t \cdot 10^4}{\rho_c HB_c};$$

де: $\rho_c = \frac{a_w \sin \alpha_{tw}}{\cos \beta_b} \frac{u}{(u \pm 1)^2}$ – зведений радіус кривизни сполучених профілів зубців у полюсі зачеплення.

Мінімальний коефіцієнт запасу контактної міцності $S_{H_{г.л. min}} = 1,4$.

4.2.3 Вали.

4.2.3.1 При розташуванні шестерень під кутом 120° і більше діаметр вала великого колеса повинний бути не менше 1,1 діаметра проміжного вала валопроводу, а в усіх інших випадках розташування шестерень він повинний бути не менше 1,15 діаметра проміжного вала. При цьому повинні враховуватися характеристики механічних властивостей матеріалу вала колеса і проміжного вала.

4.2.3.2 Вали, шестерні і зубчасті колеса головних зубчастих передач криголамів, суден полярних і балтійських льодових класів, та суден льодових класів повинні бути розраховані на крутні моменти

$$T = K'_A \cdot T_1,$$

де: K'_A - приймаються за табл. 4.2.3.2 (див. також 2.1.2 частини VII «Механічні установки»).

Таблиця 4.2.3.2

Коефіцієнт	Льодові класи				
	Ice3	Ice4	Ice5	Ice6, Icebreaker1, Icebreaker2, PC4, PC5, IA Super, IA	Icebreaker3, Icebreaker4, PC1– PC3
K'_A	1,15	1,25	1,75	2,0	2,5

Для перевірки статичної міцності головних зубчастих передач суден льодового класу **Ice6**, суден полярних класів **PC1 – PC6**, суден балтійських класів **IA Super, IA** та криголамів, максимальне навантаження T_{1max} необхідно брати за погодженням із Регістром із врахуванням відносної міцності елементів комплексу «гвинт – валопровід» і наявності пристроїв, які обмежують крутний момент.

4.2.4 Змащування.

4.2.4.1 Змащування зубчастих зачеплень і підшипників ковзання головних передач повинне здійснюватися під тиском.

Повинна бути забезпечена можливість регулювання тиску мастила.

Повинний бути передбачений запобіжний пристрій, який виключає підвищення тиску мастила вище допустимого.

4.2.4.2 Подача мастила до зубчастих зачеплень повинна здійснюватися за допомогою форсунок.

Форсунки повинні забезпечувати подачу мастила у вигляді щільного віялоподібного струменя, причому сусідні струмені повинні перекривати один одного.

Форсунки повинні бути розташовані так, щоб мастило затягувалося в зачеплення при роботі на передній і задній хід.

Підведення мастила до підшипників і форсунок, а також відведення мастила від них повинне виконуватися так, щоб не було спінювання і емульгування мастила.

4.2.4.3 Система змащування повинна відповідати вимогам розд. 14 частини VIII «Системи і трубопроводи».

4.2.5 Керування, захист і регулювання.

4.2.5.1 Пости керування повинні відповідати вимогам 3.2 частини VII «Механічні установки».

4.2.5.2 Передачі повинні бути обладнані приладами для вимірювання тиску в системі змащування на вході і температури на вході і виході, а також пристроєм для виміру рівня мастила в корпусі редуктора.

4.2.5.3 Кожний підшипник ковзання та кожний упорний підшипник повинні бути обладнані пристроєм для вимірювання температури.

Якщо потужність, яка передається, менша ніж 2250кВт, допускається для опорних підшипників вимірювання загальної температури відпрацьованого мастила на виході.

Регістр може вимагати встановлення пристрою для вимірювання температури також і для підшипників кочення.

4.2.5.4 Для захисту від недопустимого підвищення температури мастила в підшипниках чи падіння тиску в системі змащування, слід передбачити аварійно-попереджувальну сигналізацію.

4.3 ПРУЖНІ І РОЗ'ЄДНУВАЛЬНІ МУФТИ

4.3.1 Загальні вказівки.

4.3.1.1 Вимоги цього підрозділу поширюються на пружні і роз'єднувальні муфти головних і допоміжних механізмів.

На роз'єднувальні електромагнітні і гідравлічні муфти ці вимоги поширюються тією мірою, якою вони застосовні.

4.3.1.2 Матеріали жорстких деталей муфт валопроводів повинні відповідати вимогам **2.4** частини VII «Механічні установки».

4.3.1.3 З'єднувальні фланці і з'єднувальні болти повинні відповідати вимогам **5.2, 5.3**, а муфти з безшпонковою посадкою на валах – **5.4** частини VII «Механічні установки».

4.3.1.4 Пружні і роз'єднувальні муфти, призначені для суден льодових класів, повинні відповідати вимогам **4.2.3.2**.

4.3.1.5 Конструкція муфт валопроводів суден з одним головним двигуном, у випадку виходу з ладу муфт, повинна передбачати можливість підтримання ходового режиму судна зі швидкістю, яка забезпечує керуваність судном.

4.3.2 Пружні муфти.

4.3.2.1 Якщо вимога **4.3.1.5** не забезпечується, то граничний статичний момент матеріалу пружних елементів з гуми або подібного синтетичного матеріалу, які працюють на зріз або розтягання, повинний бути не менше від восьмикратного крутного моменту муфти.

4.3.2.2 При розрахунку пружних муфт головних механізмів і дизель-генераторних агрегатів повинні бути прийняті до уваги додаткові навантаження, викликані крутильними коливаннями (див. розд. **8** частини VII «Механічні установки».)

4.3.2.3 Пружні муфти дизель-генераторних агрегатів повинні витримувати моменти, які виникають при короткому замиканні.

У разі відсутності таких даних, максимальний крутний момент повинний бути не менше 4,5 номінального крутного моменту муфти.

4.3.2.4 Повинна бути забезпечена можливість повністю навантажувати пружні елементи з гуми або подібного синтетичного матеріалу муфт головних механічних установок і дизель-генераторних агрегатів у діапазоні температур від +5 до +60°C.

4.3.3 Роз'єднувальні муфти.

4.3.3.1 Роз'єднувальні муфти головних механізмів повинні мати пристрої, які запобігають тривалому ковзанню.

4.3.3.2 Повинна бути забезпечена можливість керування роз'єднувальними муфтами головних механізмів з постів керування головними механізмами.

Безпосередньо на самих роз'єднувальних муфтах повинний бути передбачений пристрій резервного (аварійного) керування.

4.3.3.3 При роботі двох або більше двигунів на один гребний вал через роз'єднувальні муфти пристрій керування ними повинний виключати можливість їхнього одночасного вмикання при роботі двигунів у різних напрямках обертання.

4.4 ВАЛОПОВЕРТАЮЧИЙ ПРИСТРІЙ

4.4.1 Валоповертаючий пристрій з механічним приводом повинний мати блокування, яке виключає можливість включення передач і муфт при включеному валоповертаючому пристрої (див. також **3.1.6** частини VII «Механічні установки» і **2.11.1.4** цієї частини).

5. ДОПОМІЖНІ МЕХАНІЗМИ

5.1 КОМПРЕСОРИ ПОВІТРЯНІ З МЕХАНІЧНИМ ПРИВОДОМ

5.1.1 Загальні вказівки.

5.1.1.1 Приймальні патрубки компресорів повинні бути забезпечені фільтрами.

5.1.1.2 Компресори повинні бути спроектовані таким чином, щоб температура повітря на виході з повітроохолоджувача останнього ступеня компресора була не більше $+90^{\circ}\text{C}$, а також обладнані сигнальним пристроєм або АПС, які повинні спрацьовувати при перевищенні температури.

5.1.1.3 Охолоджуючі порожнини компресорів повинні бути обладнані спускними пристроями.

5.1.2 Запобіжні пристрої.

5.1.2.1 На кожному ступені компресора або безпосередньо після нього повинний бути встановлений запобіжний клапан, який не допускає підвищення тиску в ступені більше ніж 1,1 розрахункового при закритому клапані на нагнітальному трубопроводі.

Конструкція клапана повинна виключати можливість його регулювання або відключення після встановлення на компресор.

5.1.2.2 Картери компресорів об'ємом більше $0,5\text{ м}^3$ повинні бути обладнані запобіжними клапанами, які задовольняють вимоги **2.3.5**.

5.1.2.3 Корпуси охолоджувачів повинні бути обладнані запобіжними пристроями, які забезпечують вільний вихід повітря в разі розриву трубок.

5.1.3 Колінчастий вал.

5.1.3.1 Викладений у **5.1.3.3** і **5.1.3.4** спосіб перевірного розрахунку поширюється на сталеві колінчасті вали суднових повітряних компресорів і компресорів холодильного агента з рядним, V- і W-подібним розташуванням циліндрів, із одно- і багатоступінчастим стисканням.

Чавунні колінчасті вали, та відступи від розмірів сталевих колінчастих валів, розрахованих за формулами (5.1.3.3) і (5.1.3.4), можуть бути допущені за погодженням із Регістром за умови подання обґрунтованих розрахунків або експериментальних даних.

5.1.3.2 Колінчасті вали повинні виготовлятися зі сталі з тимчасовим опором від 410 до 780 МПа.

При застосуванні сталі з тимчасовим опором вище 780 МПа на розгляд Регістру повинне бути представлено технічне обґрунтування, що підтверджує надійність такої конструкції.

Чавунні колінчасті вали повинні виготовлятися з чавуну з кулястим графітом, що має феритно-перлитну структуру відповідно до табл. 3.9.3.1 частини XIII «Матеріали».

5.1.3.3 Діаметр шийок колінчастого вала d_k , мм, компресора повинний бути не менше визначеного за формулою

$$d_k = 0,25k^{1/3} \sqrt[3]{D_p^2 p_k \sqrt{0,3L_p^2 f + (s\phi_1)^2}}, \quad (5.1.3.3)$$

де:

D_p – розрахунковий діаметр циліндра, мм; при одноступінчастому стисканні $D_p = D_u$;

D_u – діаметр циліндра, мм; при дво- та багатоступінчастому стисканні в окремих циліндрах $D_p = D_b$;

D_b – діаметр циліндра високого тиску, мм; при двоступінчастому стисканні в одноступінчастому поршні $D_p = 1,4D_b$;

при двоступінчастому стисканні в одному диференціальному поршні

$$D_p = \sqrt{D_H^2 - D_B^2};$$

D_H – діаметр циліндра низького тиску, мм;

p_k – тиск нагнітання циліндра високого тиску для повітряних компресорів, МПа; для компресорів холодильних машин значення p_k повинне братися згідно з **2.2** частини XII «Холодильні установки»;

L_p – розрахункова відстань між рамовими підшипниками, мм:

$L_p = L'$ – при розташуванні одного кривошипа між двома рамовими підшипниками;

$L_p = 1,1 L'$ – при розміщенні двох зміщених кривошипів між двома рамовими підшипниками;

L' – фактична відстань між серединами рамових підшипників, мм;

s – хід поршня, мм;

k', f, ϕ_1 – коефіцієнти, прийняті за табл. 5.1.3.3-1, 5.1.3.3-2 і 5.1.3.3-3.

Таблиця 5.1.3.3-1 Значення коефіцієнта k

Тимчасовий опір R_m , МПа	390	490	590	690	780	900
k'	1,43	1,35	1,28	1,23	1,2	1,18

Таблиця 5.1.3.3-2 Значення коефіцієнта f

Кут між осями циліндрів	0° (рядний)	45°	60°	90°
f	1,0	2,9	1,96	1,21

Таблиця 5.1.3.3-3 Значення коефіцієнта ϕ_1

Число циліндрів	1	2	4	6	8
ϕ_1	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4

5.1.3.4 Товщина щоки вала h_k , мм, повинна бути не менше від визначеної за формулою:

$$h_k = 0,105 k_1 D_p \sqrt{(\psi_1 \psi_2 + 0,4) p_k c_1 f_1 / b}, \quad (5.1.3.4)$$

де:

$$k_1 = a^3 \sqrt{R_m / (2R_m - 430)};$$

R_m – тимчасовий опір, МПа; при використанні матеріалу з тимчасовим опором більше 780 МПа для розрахунку необхідно приймати $R_m = 780$ МПа;

$a = 0,9$ – для валів з азотуванням усієї поверхні або підданих іншому виду зміцнення, схваленому Регістром;

$a = 0,95$ – для валів, кованих у штампах або у напрямку волокон;

$a = 1$ – для валів, не підданих зміцненню;

ψ_1, ψ_2 – коефіцієнти, прийняті за табл. 5.1.3.4-1 і 5.1.3.4-2;

p_k – тиск нагнітання, що приймається згідно зі вказівками **5.1.3.3**;

c_1 – відстань від середини рамового підшипника до середньої площини щоки; при зміщених кривошипах, які розташовані між двома рамовими підшипниками, приймається відстань до середньої площини щоки, що найбільш віддалена від опори, мм;

b – ширина щоки, мм;

f_1 – коефіцієнт, який приймається згідно з табл. 5.1.3.4-3.

D_p – розрахунковий діаметр циліндра, який приймається згідно з **5.1.3.3**.

Проміжні значення коефіцієнтів, які наведені в таблицях, визначаються лінійною інтерполяцією.

Таблиця 5.1.3.4-1 Значення коефіцієнта ψ_1

r/h	ε/h						
	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2
0,07	4,5	4,5	4,28	4,10	3,70	3,30	2,75
0,10	3,5	3,5	3,34	3,18	2,88	2,57	2,18
0,15	2,9	2,9	2,82	2,65	2,40	2,07	1,83
0,20	2,5	2,5	2,41	2,32	2,06	1,79	1,61
0,25	2,3	2,3	2,20	2,10	1,90	1,70	1,40

Примітка. r – радіус галтелі, мм; ε – абсолютна величина перекриття, мм (див. рис. 5.1.3.4); для колінчастих валів, які мають відстань x між мотилевою і рамовою шийками, для коефіцієнта ψ_1 повинні братися значення, що діють при співвідношенні $\varepsilon/h = 0$.

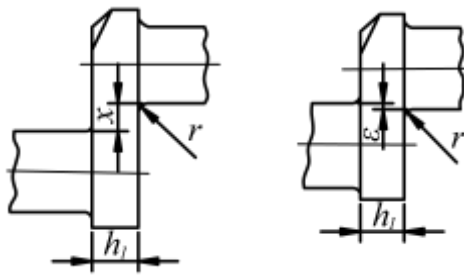


Рис. 5.1.3.4

Таблиця 5.1.3.4-2 Значення коефіцієнта ψ_2

b/d	1,2	1,4	1,5	1,8	2,0	2,2
ψ_2	0,92	0,95	1,0	1,08	1,15	1,27

Таблиця 5.1.3.4-3 Значення коефіцієнта f_1

Кут між осями циліндрів	0° (рядний)	45°	60°	90°
f_1	1,0	1,7	1,4	1,1

Проміжні значення коефіцієнтів, наведених у табл. 5.1.3.4-1 і табл. 5.1.3.4-2, визначаються лінійною інтерполяцією.

5.1.3.5 При проектуванні і виготовленні валів повинні виконуватися вимоги 2.4.12 – 2.4.13.

5.1.4 Контрольно-вимірювальні прилади.

5.1.4.1 За кожним ступенем компресора повинний бути встановлений манометр.

5.1.4.2 На напірному патрубку безпосередньо за компресором повинна бути передбачена можливість виміру температури повітря.

5.1.4.3 Обладнання навішених компресорів контрольно-вимірювальними приладами повинно відповідати вимогам 5.1.4.1 та 5.1.4.2 наскільки це дозволяє їхня конструкція.

5.2 НОСОСИ

5.2.1 Загальні вимоги.

5.2.1.1 Повинні бути передбачені заходи проти потрапляння рідини у підшипники. Виняток допускається для насосів, у яких рідина, що перекачується, використовується для змащування підшипника.

5.2.1.2 Сальники насосів, розташовані на стороні всмоктування, рекомендується обладнувати гідравлічними затворами.

5.2.2 Запобіжні пристрої.

5.2.2.1 Якщо конструкція насоса не виключає можливості підвищення тиску вище розрахункового, повинний бути передбачений запобіжний клапан на корпусі насоса або на трубопроводі до першого запірного клапана.

5.2.2.2 У насосів, призначених для перекачування горючих рідин, перепуск рідини від запобіжних клапанів повинний здійснюватися у всмоктувальну порожнину насоса або у всмоктувальну частину трубопроводу.

5.2.2.3 Повинні бути передбачені заходи, які виключають виникнення гідравлічних ударів; застосування для цієї мети перепускних клапанів не рекомендується.

5.2.3 Перевірка міцності.

5.2.3.1 Критична частота обертання ротора насоса повинна бути не менше 1,3 розрахункової.

5.2.3.2 Деталі насоса повинні бути перевірені на міцність при дії в них зусиль, які відповідають розрахунковим параметрам насоса. При цьому зведені напруження в деталях не повинні перевищувати 0,4 границі пластичності матеріалу деталі.

5.2.4 Самовсмоктувальні насоси.

5.2.4.1 Насоси, забезпечені самовсмоктувальними пристроями, повинні забезпечувати роботу в умовах «сухого всмоктування» і, як правило, мати пристрої, які виключають роботу самовсмоктувального пристрою на забрудненій воді.

5.2.4.2 У самовсмоктувальних насосів повинне бути передбачене місце для підключення мановакуумметра.

5.2.5 Додаткові вимоги до насосів, що перекачують горючі рідини.

5.2.5.1 Ущільнення вала повинні бути такими, щоб витоки, які з'явилися, не викликали утворення парів і газів у такій кількості, щоб могла утворитися запальна суміш повітря і газу.

5.2.5.2 Повинна бути виключена можливість виникнення надмірного нагрівання і запалення в ущільненнях обертових деталей через тертя.

5.2.5.3 При застосуванні в конструкції насоса матеріалів з низькою електричною провідністю (пластмаси, гума тощо), повинні бути вжиті заходи для зняття з них електростатичних зарядів шляхом включення в такі матеріали провідних присадок або застосуванням пристроїв зняття зарядів і відведення їх на корпус.

5.2.6 Додаткові вимоги до вантажних, зачисних та баластних насосів нафтоналивних суден.

Корпуси насосів, які встановлені в приміщеннях вантажних насосів згідно з **4.2.5** частини VII «Механічні установки» повинні бути обладнані датчиками температури.

5.3 ВЕНТИЛЯТОРИ, ПОВІТРЯНАГНІТАЧІ І ТУРБОНАГНІТАЧІ

5.3.1 Загальні вимоги.

5.3.1.1 Вимоги цього підрозділу повинні виконуватися при проєктуванні і виготовленні вентиляторів, призначених для комплектації систем, які регламентуються частиною VIII «Системи і трубопроводи», а також повітрянагнітачів котлів і турбонагнітачів двигунів внутрішнього згоряння (див. також **2.5.7**).

5.3.1.2 Ротори вентиляторів і повітрянагнітачів разом зі сполучними муфтами, а також ротори турбонагнітачів у зборі повинні бути відбалансовані відповідно до **4.1.2**.

5.3.1.3 Усмоктувальні патрубки вентиляторів, повітрянагнітачів і турбонагнітачів повинні бути захищені від потрапляння в них сторонніх предметів.

5.3.1.4 Система змащування підшипників турбонагнітачів повинна виключати можливість потрапляння мастила у наддувне повітря.

5.3.2 Перевірка міцності.

Робочі колеса турбін та нагнітачів повинні бути розраховані так, щоб при частоті обертання, яка дорівнює 1,3 розрахункової, зведені напруження у будь-якому перерізі були не більше 0,95 границі плинності матеріалу деталі.

Робочі колеса турбін та нагнітачів повинні також бути перевірені на міцність шляхом випробування протягом не менше ніж 3хв. при частоті обертання, яка дорівнює 1,2 розрахункової.

Така перевірка головного зразка робочих коліс турбін та нагнітачів є обов'язковою.

Серійні зразки можуть не піддаватися цій перевірці, якщо передбачений контроль кожної поковки робочого колеса одним із схвалених методів неруйнівного контролю.

Для газотурбінних нагнітачів можуть бути допущені також інші запаси міцності за погодженням з Регістром, якщо застосовуються методи розрахунку, які враховують концентрацію напружень і пластичність (метод кінцевих елементів).

5.3.3 Додаткові вимоги до вентиляторів приміщень вантажних насосів нафтоналивних суден, приміщень для транспортування небезпечних вантажів та вантажних приміщень, в яких перевозиться автотранспорт з паливом у баках.

5.3.3.1 Повітряний зазор між крилаткою і корпусом вентилятора повинний бути не менше 0,1 діаметра шийки вала крилатки в районі підшипника, але в будь-якому разі не менше 2мм (при цьому більше 13мм його можна не робити).

5.3.3.2 Для запобігання потраплянню в корпус вентилятора сторонніх предметів на вході і виході вентиляційних каналів повинні встановлюватися захисні сітки з квадратними вічками з розміром сторони не більше 13мм.

5.3.3.3 Для запобігання накопиченню електричних зарядів в обертових деталях і корпусі вони повинні виготовлятися з матеріалів, які не викликають виникнення зарядів статичної електрики. Крім того, встановлення вентиляторів на судні повинне передбачати їх надійне заземлення на корпус судна відповідно до вимог частини XI «Електричне обладнання».

5.3.3.4 Крилатка і корпус (в районі можливого зіткнення з крилаткою) повинні виготовлятися з матеріалів, які при взаємодії не утворюють іскор.

Не утворюючими іскор визнаються такі сполучення матеріалів крилаток і корпусів:

- .1** із неметалевих матеріалів, що мають антистатичні властивості;
- .2** із сплавів на незалізній основі;
- .3** із нержавіючої аустенітової сталі;
- .4** крилатка виготовлена із алюмінієвого або магнієвого сплаву, а корпус із чавуну або сталі (включаючи нержавіючу аустенітову сталь), якщо усередині корпусу в районі крилатки встановлено кільце відповідної товщини, виготовлене зі сплавів на незалізній основі;
- .5** будь-яке сполучення чавунних і сталевих крилаток і корпусів (включаючи також, коли крилатка або корпус виготовлені з нержавіючої аустенітової сталі) за умови, що зазор між ними буде становити не менше 13мм.

5.3.3.5 Інші сполучення матеріалів крилаток і корпусів, не передбачені пунктом **5.3.3.4**, також можуть бути допущені, якщо проведенням відповідних випробувань буде доведено, що вони не утворюють іскор.

5.3.3.6 Не допускається застосування таких сполучень матеріалів крилаток і корпусів:

- .1** крилатки виготовлені з алюмінієвих або магнієвих сплавів, а корпуси зі сплавів на залізній основі;
- .2** крилатки виготовлені зі сплавів на залізній основі, а корпуси з алюмінієвих або магнієвих сплавів;
- .3** крилатки і корпуси виготовлені зі сплавів на залізній основі при зазорі між ними менше 13мм.

5.4 СЕПАРАТОРИ ВІДЦЕНТРОВІ

5.4.1 Загальні вимоги.

5.4.1.1 Конструкція сепаратора повинна виключати витік нафтопродуктів та їхньої пари за будь-яких режимів сепарації.

5.4.1.2 Барабани сепараторів повинні бути динамічно відбалансовані.

Положення знімних деталей повинно бути замарковане.

Конструкція тарілотримача і барабана повинна виключати можливість їхнього неправильного складання.

5.4.1.3 Системи «ротор – статор» повинні бути розраховані так, щоб зони критичної частоти обертання перевищували робочу частоту обертання як у порожньому, так і в заповненому стані.

Наявність зони критичної частоти обертання нижче від розрахункової може бути допущена тільки за умови надання доказів тривалої надійної роботи сепаратора.

5.4.1.4 Конструкція муфт вмикання повинна виключати можливість іскроутворення, недопустимого нагрівання на всіх режимах роботи сепаратора.

5.4.2 Перевірка міцності.

5.4.2.1 Обертові деталі сепаратора повинні бути також перевірені на міцність при дії в них зусиль при частоті обертання, яка перевищує розрахункову не менше ніж на 30%; при цьому сумарні напруження в них не повинні перевищувати 0,95 границі плинності матеріалу деталей.

5.4.2.2 Головний зразок сепаратора на стенді заводу-виробника повинний бути підданий дослідній перевірці на міцність обертових частин шляхом випробування його при частоті обертання, яка перевищує розрахункову частоту не менше ніж на 30%.

5.4.3 Контрольно-вимірювальні прилади і захист.

5.4.3.1 Повинний бути передбачений пристрій контролю за процесом сепарації.

5.4.3.2 Рекомендується сепаратори забезпечувати пристроєм, який автоматично відключає при-вод і зупиняє сепаратор при виникненні недопустимої вібрації агрегату.

5.5 КОМПРЕСОРИ ПРИРОДНОГО ГАЗУ (МЕТАНУ)

5.5.1 Компресори, що встановлюються на газозови, які перевозять метан, і використовуються в системі підведення газу (метану) до ДВЗ, (див. розд. 9), до ГТД (див. 8.10) цієї частини та до котлів, які використовують природний газ як паливо (див. 3.6 частини X «Котли, теплообмінні апарати і посудини під тиском») повинні забезпечувати підвищення тиску від атмосферного до 25 – 30МПа при температурі на всмоктуванні не вище мінус 163°C.

6 ПАЛУБНІ МЕХАНІЗМИ

6.1 ЗАГАЛЬНІ ВИМОГИ

6.1.1 Гальмівні накладки та їхні кріплення повинні бути стійкими до морської води і нафто-продуктів.

Гальмівні накладки повинні бути термостійкими до температури 250°C.

Допустима термостійкість з'єднань між гальмівною накладкою і опорним каркасом повинна бути вище від нагрівання в з'єднанні на всіх можливих режимах роботи механізму.

6.1.2 Механізми, які мають механічний і ручний приводи, повинні бути обладнані блокуючим пристроєм, що виключає можливість їхньої одночасної роботи.

6.1.3 Пристрої керування палубними механізмами повинні бути виконані таким чином, щоб вибирання проводилося обертанням маховика праворуч або рухом важеля до себе, а спуск обертанням маховика ліворуч або рухом важеля від себе.

Стопоріння гальм повинне проводитися обертанням маховиків праворуч, а розгальмовування – обертанням ліворуч.

6.1.4 Пристрої керування, а також контрольно-вимірювальні прилади повинні бути розташовані так, щоб забезпечувалося спостереження за ними з місця керування.

6.1.5 Механізми, які мають гідравлічний привод або керування, повинні додатково задовольняти вимоги розд. 7.

6.1.6 Барабани лебідок, тросове навівання яких є багат шаровим, а троси можуть бути піддані навантаженню в кількох прошарках, повинні мати реборди, що виступають не менше ніж на 2,5 діаметра троса над верхнім прошарком навівання.

6.1.7 Лебідки і моталки вантажних стріл, механізми підймання вантажу, зміни вильоту стріли, повороту і пересування кранів і підймачів та інші палубні механізми у разі встановлення у вибухонебезпечних зонах 0, 1 і 2, якщо вони використовуються під час операцій з ліквідації розливів нафти, повинні бути виготовлені у вибухобезпечному виконанні і мати свідоцтва про вибухобезпечність, видані компетентною організацією (визначення вибухонебезпечних зон – див. 19.2 частини XI «Електричне обладнання»).

6.1.8 Додаткові вимоги до палубних механізмів суден, призначених для тривалої експлуатації при низьких температурах.

6.1.8.1 Матеріали для виготовлення деталей палубних механізмів повинні задовольняти вимогам XIII «Матеріали».

6.1.8.2 В документах Регістру, які повинні видаватися на палубні механізми, призначені для встановлення на судна з додатковими знаками **WINTERIZATION(-40)** і **WINTERIZATION(-50)**, повинна утримуватися вказівка про допустимість їхнього використання при відповідній розрахунковій зовнішній температурі.

6.1.8.3 Гідравлічні рідини і мастила повинні бути придатними до використання при розрахунковій зовнішній температурі.

6.2 РУЛЬОВІ ПРИВОДИ

6.2.1 Загальні вказівки.

6.2.1.1 Головний і допоміжний рульові приводи (див.1.2.9 частини III «Пристрої, обладнання і забезпечення») повинні бути так влаштовані, щоб окремі пошкодження одного із них не виводили з ладу інший привод.

6.2.1.2 Головний рульовий привод із двома або кількома однаковими силовими агрегатами (див. 2.9.4 частини III «Пристрої, обладнання і забезпечення») повинний бути влаштований так, щоб окремі пошкодження в його трубопроводі або в будь-якій одній із його силових установок не виводили з ладу частину рульового приводу, що залишилася.

Рульові пристрої з гідравлічними системами на нафтоналивних суднах, нафтоналивних суднах ($\geq 60^{\circ}\text{C}$), хімовозах або газовозах валовою місткістю 10000 і більше повинні обладнуватися засобами

звукової і світлової сигналізації з виявлення витоку робочої рідини в будь-якій частині гідравлічної системи, а також пристроями, які автоматично відключають пошкоджену ділянку системи від усього пристрою, щоб перерва в керуванні судном не перевищувала 45с з моменту виходу з ладу пошкодженої ділянки гідравлічної системи.

6.2.1.3 Конструкція рульових приводів повинна забезпечувати перехід при аварії з головного рульового приводу на допоміжний за час, не більший 2хв.

6.2.1.4 Рульові приводи повинні забезпечувати безупинну роботу рульового пристрою у най-більше важких умовах експлуатації.

Конструкція рульового приводу повинна виключати можливість його пошкодження при роботі судна на максимальній швидкості заднього ходу.

6.2.1.5 Як розрахунковий крутний момент $M_{розр}$ рульового приводу береться крутний момент, який відповідає куту перекладки стерна (поворотної насадки) 35° для головного і 15° для допоміжного приводу при його роботі у режимі номінальних параметрів (номінальний тиск у порожнинах гідравлічних і електрогідравлічних приводів, номінальні сила струму і напруження в електродвигуні електричного приводу тощо). При цьому крутний момент, який відповідає куту перекладки 0° , повинний бути не менше $0,82M_{розр}$.

6.2.1.6 Вимоги до комплектації судна рульовими приводами викладено у 2.9 частини III «Пристрої, обладнання і забезпечення».

6.2.1.7 У системах гідроприводу рульового пристрою повинна передбачатися стаціонарна цистерна для зберігання робочої рідини місткістю, достатньою для заповнення не менше ніж однієї силової системи, включаючи зрівнювальну цистерну.

Ця стаціонарна цистерна повинна мати показчик рівня рідини і з'єднуватися трубопроводами з гідроприводом таким чином, щоб його гідравлічні системи могли заповнюватися безпосередньо із румпельного відділення.

Кожна зрівнювальна цистерна повинна обладнуватися сигналізацією мінімального рівня рідини.

6.2.1.8 Кожне нафтоналивне судно, нафтоналивне судно ($\geq 60^\circ\text{C}$), хімовоз або газовоз валовою місткістю 10000 і більше повинні відповідати таким вимогам (див. також **6.2.1.9**):

.1 головний рульовий привод повинний бути таким, щоб у разі втрати керованості через одиничне пошкодження у будь-якій частині однієї з силових систем головного рульового приводу, крім румпеля, сектора та інших елементів, які виконують ті ж функції, а також крім заклинювання виконавчого приводу перекладки стерна, керованість відновлювалася протягом не більше ніж 45с після виходу з ладу однієї з силових систем;

.2 головний рульовий привод повинний складатися:

.2.1 з двох незалежних і окремих силових систем, кожна з яких у змозі забезпечити виконання вимог **2.9.2** частини III «Пристрої, обладнання і забезпечення», або

.2.2 принаймні з двох однакових силових систем, які, діючи одночасно, при нормальній роботі у змозі забезпечити виконання вимог **2.9.2** частини III «Пристрої, обладнання і забезпечення».

У цьому випадку повинний бути передбачений взаємозв'язок гідравлічних систем, можливість виявлення витоку робочої рідини з будь-якої силової системи, а також автоматична ізоляція пошкодженої системи, щоб інша система або системи знаходилися в робочому стані;

.3 рульові приводи не гідравлічного типу повинні задовольняти рівноцінні вимоги.

6.2.1.9 Гідравлічні рульові приводи повинні відповідати вимогам розд. 7 «Приводи гідравлічні» цієї частини та частин III «Пристрої, обладнання і забезпечення» і XI «Електричне обладнання».

6.2.1.10 Труби для гідравлічних систем рульових приводів повинні відповідати вимогам частини VIII «Системи і трубопроводи», які ставляться до трубопроводів класу 1.

Вимоги до гнучких з'єднань, які використовуються в цих системах, викладені в 2.5 частини VIII «Системи і трубопроводи».

6.2.1.11 Для нафтоналивних суден, нафтоналивних суден ($\geq 60^{\circ}\text{C}$), хімовозів або газовозів валовою місткістю 10000 і більше, але дедвейтом менше 100000 т, за розсудом Регістру можуть допускатися рішення інші, ніж наведені у **6.2.1.8**, які не вимагають застосування до виконавчого приводу або приводу перекладки стерна критерію одиничної відмови, якщо досягнуто рівноцінний рівень без-пеки, а також за таких умов:

.1 якщо після втрати керованості в результаті одиничного пошкодження в будь-якій частині системи трубопроводу або в одному з силових агрегатів, керованість відновлюється протягом 45с;

.2 якщо рульовий привод включає лише один виконавчий привод перекладки стерна. У цьому випадку особлива увага приділяється аналізу напружень у конструкції, включаючи, де можливо, аналіз утомних напружень і механіки руйнування; при цьому особлива увага повинна приділятися також застосуванню матеріалів, установленню ущільнень, проведенню випробувань і перевірок, а також забезпеченню надійного технічного обслуговування.

6.2.1.12 Компоненти гідравлічної системи в силовій системі або гідравлічній сервосистемі, яка керує силовою системою рульового приводу (наприклад, соленоїдні клапани, магнітні клапани) повинні розглядатися як частина системи керування рульовим приводом і повинні бути дубльовані та ізольовані.

Компоненти гідравлічної системи в системі керування рульовим приводом, які є частиною силового агрегату, можуть вважатися як дубльовані та ізольовані, якщо є два або більше силових агрегати і трубопроводи до кожного агрегату можуть бути ізольовані.

6.2.1.13 Рульові приводи пасажирських суден, які мають довжину, визначену згідно з **1.2.1** Правил про вантажну марку морських суден, 120м та більше або мають три та більше головні верти-кальні зони, повинні відповідати вимогам **2.2.6.7.2** і **2.2.6.8** частини VI «Протипожежний захист».

6.2.2 Потужність приводу.

6.2.2.1 Потужність головних рульових приводів повинна забезпечувати перекладку стерна (поворотної насадки) з 35° одного борту на 30° іншого борту за час не більший 28с при дії розрахункового моменту рульового приводу на стерно при максимальних експлуатаційних осадці швидкості переднього ходу судна.

6.2.2.2 Потужність допоміжних рульових приводів повинна забезпечувати перекладку стерна (поворотної насадки) з 15° одного на 15° іншого борту за час не більший 60с за умов, які наведені в **2.9.3** частини III «Пристрої, обладнання і забезпечення».

6.2.2.3 Двигуни рульових приводів повинні допускати перевантаження за моментом не менше 1,5 моменту, який відповідає розрахунковому, протягом однієї хвилини.

Електричні двигуни рульових приводів повинні задовольняти вимоги **5.5** частини XI «Електричне обладнання».

6.2.3 Ручні рульові приводи.

6.2.3.1 Головний ручний рульовий привод повинний бути самогальмівної конструкції.

Допоміжний ручний рульовий привод повинний бути самогальмівної конструкції або мати стопорний пристрій за умови, що буде забезпечене надійне керування ним з поста керування.

6.2.3.2 Головний ручний рульовий привод повинний забезпечувати вимогу **6.2.2.1** при роботі однієї людини із зусиллям на ручках штурвала не більше 120Н при кількості обертів штурвала не більше ніж $9/R$ за одну повну перекладку руля з борту на борт, де R – плече (радіус) ручки штурвала до середини її довжини, м.

6.2.3.3 Допоміжний ручний рульовий привод повинний забезпечувати вимогу **6.2.2.2** при роботі не більше чотирьох чоловік із зусиллям на ручках штурвала не більше ніж 160Н на кожного працюючого.

6.2.4 Захист від перевантаження і зворотного обертання.

6.2.4.1 Головний і допоміжний рульові приводи повинні мати захист від перевантаження деталей і вузлів приводу при виникненні на балері моменту, що дорівнює 1,5 відповідного розрахункового крутного моменту рульового приводу.

Для гідравлічних рульових приводів, як захисний пристрій від перевантаження, допускається використовувати запобіжні клапани, відрегульовані на тиск, який забезпечує виконання вищезазначеної вимоги, але не більше 1,25 відповідного максимального робочого тиску в порожнинах гідравлічного рульового приводу.

Конструкція запобіжного пристрою повинна передбачати можливість його пломбування.

Мінімальна пропускна спроможність запобіжних клапанів повинна на 10% перевищувати сумарну подачу насосів; при цьому не повинне мати місце збільшення номінального тиску в порожнинах гідравлічного рульового приводу понад тиск, на який відрегульовано запобіжні клапани.

6.2.4.2 Для головного ручного приводу замість захисту від перевантаження, необхідного згідно з **6.2.4.1**, достатньо мати в складі приводу буферні пружини.

Для допоміжного ручного приводу виконання захисту від перевантаження не обов'язкове.

6.2.4.3 Насоси гідравлічних рульових машин повинні мати захисні пристрої проти обертання відключеного насоса у зворотному напрямку або ж автоматично спрацьовуючий пристрій, який закриває потік рідини через відключений насос.

6.2.5 Гальмівний пристрій.

6.2.5.1 Рульовий пристрій повинний бути обладнаний гальмом або іншим пристосуванням, яке забезпечує утримання стерна (поворотної насадки) на місці у будь-якому положенні при дії з боку стерна (поворотної насадки) розрахункового крутного моменту головного рульового приводу без урахування коефіцієнта корисної дії підшипників балера.

6.2.5.2 Для гідравлічних рульових приводів, у яких поршні або лопаті можуть стопоритися перекриттям клапанів маслопроводів, спеціальний гальмівний пристрій може не передбачатися.

6.2.6 Кінцеві вимикачі.

Кожний рульовий привод, який діє від джерела енергії, повинний мати пристрій, що припиняє його дію раніше, ніж стерно (поворотна насадка) дійде до упору в обмежувач повороту стерна (поворотної насадки).

6.2.7 Показчики положення стерна (поворотної насадки).

На секторі рульового приводу, на паралелях гідравлічної рульової машини або на деталі, жорстко зв'язаній з балером, повинна бути шкала для визначення дійсного положення стерна (поворотної насадки) з ціною поділу не більше 1°.

6.2.8 Перевірка міцності.

6.2.8.1 Деталі головного і допоміжного рульових приводів, які знаходяться в потоці силових ліній, повинні бути перевірені на міцність при дії на них зусиль, що відповідають розрахунковому крутному моменту приводу, а для трубопроводів та інших елементів приводу, які зазнають внутрішнього гідравлічного тиску, – розрахунковому тиску.

Розрахунковий тиск для визначення розмірів трубопроводів та інших елементів рульового приводу, які зазнають внутрішнього тиску, повинний бути не менше 1,25 максимального робочого тиску; при цьому, за розсудом Регістру, при розрахунках повинний застосовуватися критерій втоми, який враховує пульсуючий тиск, що виникає внаслідок динамічних навантажень.

У всіх зазначених вище випадках зведені напруження в деталях не повинні перевищувати 0,4 границі плинності для сталевих деталей і 0,18 границі міцності для деталей з чавуну з кулястим графітом.

6.2.8.2 Напруження в деталях, спільних для головного і допоміжного рульових приводів (румпель, сектор, редуктор тощо), не повинні перевищувати 80% напружень, які допускаються відповідно до **6.2.8.1**.

6.2.8.3 Деталі рульових приводів, не захищені від перевантаження запобіжними пристроями, передбаченими **6.2.4**, повинні мати міцність, що відповідає міцності балера.

6.2.9 З'єднання з балером.

6.2.9.1 З'єднання рульової машини або передачі з деталями, міцно пов'язаними з балером, повинні

виключати можливість поломки рульового приводу при осьовому переміщенні балера.

6.2.9.2 З'єднання маточини румпеля або сектора з балером повинне розраховуватися на передачу не менше ніж дворазового розрахункового моменту $M_{розр}$, зазначеного у **6.2.1.5**.

Висота маточин вільно розташованих секторів і допоміжних румпелів повинна бути не менше ніж 0,8 діаметра голови балера.

Для нерознімних маточин, при пресових безшпонкових посадках їх на балер, коефіцієнт тертя повинний братися не більше 0,13.

6.2.9.3 Рознімні маточини повинні кріпитися з кожної сторони не менше ніж двома болтами і мати дві шпонки.

Шпонки повинні розташовуватися під кутом 90° до площини рознімання.

6.2.9.4 Додаткові вимоги до механізмів повертання або зміни кута упору ЗАКС викладені в розд. 7 частини VII «Механічні установки».

6.3 ЯКІРНІ МЕХАНІЗМИ

6.3.1 Загальні вимоги.

6.3.1.1 Проектування, виготовлення і випробування брашпилів повинні виконуватися відповідно із прийнятними стандартами, правилами і нормами. Щоб уважатися прийнятними, такі стандарти, правила і норми повинні містити критерії для навантажень, робочих характеристик і випробувань.

Наступні документи, що містять інформацію про конструктивні характеристики, стандарти відповідності, результати технічного аналізу і особливості конструкції (у міру необхідності), повинні бути подані на розгляд (див. **1.2.3.2**):

- конструктивні характеристики брашпиля, відомості про якір і якірний ланцюг, глибина якірної стоянки, критерії ефективності, стандарт відповідності;

- схема устрою брашпиля із вказівкою всіх компонентів якірної (швартовної) системи, таких як приводний двигун, валопровод, ланцюгова зірочка, якорі і якірні ланцюги, швартовні лебідки, троси і тросоукладальники, якщо вони входять до складу механізму брашпиля, гальма, органи керування тощо;

- розміри, матеріали, відомості про зварні з'єднання для всіх передавальних крутний момент (вали, шестірні, муфти, сполучні болти тощо) і несучі навантаження (підшипники вала, ланцюгова зірочка, шків, барабани, фундаментні рами тощо) компоненти брашпиля і лебідки, у тому числі про гальма, ланцюговий стопор (при наявності) і фундамент;

- відомості про гідравлічну систему, у тому числі:

- схема трубопроводів і розрахунковий тиск у системі;

- розташування і установки запобіжних клапанів;

- специфікації матеріалів труб і обладнання;

- застосовні типові з'єднання труб;

- технічні дані про гідравлічні двигуни;

- електрична однолінійна схема із вказівкою характеристик кабелів, контролера двигуна, номінального значення струму або установки захисних пристроїв (по застосовності);

- опис пристроїв і приладів керування і контролю;

- результати технічного аналізу компонентів, які передають крутний момент і несучі навантаження, що підтверджують їхню відповідність визнаним стандартам, правилам або нормам. Результати технічного аналізу зубчастих передач повинні відповідати визнаним стандартам;

- документи і відомості про електродвигуни брашпиля і відповідних передатних механізмах номінальною потужністю 100кВт і вище;

- розрахунки, що підтверджують, що приводний двигун брашпиля здатний забезпечити швидкість підймання, необхідне безперервне тягове зусилля і перевантажувальну здатність, надаються, якщо

випробування навантаженням і на визначення перевантажувальної здатності брашпиля в складеному виді на заводі не проводилися.

6.3.2 Матеріали і виготовлення.

6.3.2.1 Матеріали.

Матеріали, використовувані для виготовлення компонентів брашпильов, які передають крутний момент і несучі навантаження, повинні відповідати частині XIII «Матеріали» або національним чи міжнародним стандартам на матеріали. Пропоновані матеріали повинні бути зазначені на конструкторських кресленнях і схвалені для застосування в конкретній конструкції.

Усі матеріали повинні мати сертифікат виготовлювача і мати зв'язок, що прослідковується, до сертифікатів виготовлювача.

6.3.2.2 Зварні з'єднання.

Для суден, контракт на побудову або переобладнання яких укладений до 01. 07. 2020 року.

Зварні з'єднання повинні бути зазначені на конструкторських кресленнях і схвалені в межах схвалення конструкції брашпиля.

Технологічні процеси зварювання і зварювальники повинні бути схвалені відповідно до вимог частини XIV «Зварювання».

Видаткові зварювальні матеріали повинні мати свідоцтва про схвалення зварювальних матеріалів.

Обсяг неруйнівного контролю зварних швів і після зварювальної термообробки (якщо така передбачена) повинні бути зазначені і представлені для розгляду.

Для суден, контракт на побудову або переобладнання яких укладений 01. 07. 2020 року або після цієї дати.

Зварні з'єднання повинні бути зазначені на конструкторських кресленнях і схвалені в межах схвалення конструкції брашпиля.

Технологічні процеси зварювання і зварювальники повинні бути схвалені відповідно до вимог розд. 2, 5 і 6 частини XIV «Зварювання».

Зварювальні матеріали повинні бути схвалені Регістром відповідно до розд. 4 частини XIV «Зварювання».

Обсяг неруйнівного контролю зварних швів і післязварювальної термообробки (якщо така передбачена) повинні бути зазначені і представлені для розгляду.

6.3.3 Конструкція.

Незалежно від вимог обраного стандарту відповідності необхідна відповідність наступним вимогам. Замість проведення технічного аналізу і надання його результатів на розгляд, схвалення механічної конструкції брашпиля може ґрунтуватися на результатах типового випробування, і в такому випадку для розгляду повинна бути подана методика проведення такого випробування.

6.3.3.1 Механічна конструкція.

6.3.3.1.1 Проєктні навантаження:

.1 Навантаження при утриманні.

Повинні бути зроблені розрахунки того, що при утриманні (один якір, гальмо повністю включене, муфта ланцюгової зірочки розчеплена для демонстрації) при навантаженні, що складає 80% від установленої мінімальної розривної міцності якірного ланцюга, максимальне напруження в кожному компоненті, що несе навантаження, не буде перевищувати границі плинності (умовної границі плинності 0,2%) матеріалу. У випадку установок, обладнаних ланцюговим стопором, у розрахунках може використовуватися значення, рівне 45% від установленої мінімальної розривної міцності ланцюга.

.2 Інерційні навантаження.

Конструкція приводного механізму, що включає приводний двигун, редуктори, підшипники, муфти, вали, ланцюгову зірочку і сполучні болти, повинна розраховуватися з урахуванням динамічних впливів

при раптовому початку і припиненні руху приводного двигуна або якірного ланцюга, для того, щоб забезпечити зменшення інерційних навантажень

6.3.3.1.2 Безперервне тягове зусилля.

Приводний двигун брашпиля повинен забезпечувати протягом не менше ніж 30хв. безперервне тягове зусилля Z_{cont1} залежно від категорії і діаметра d ланцюга згідно до табл. 6.3.3.1.2.

Таблиця 6.3.3.1.2

Категорія ланцюга	Z_{cont1}	
	Н	кгс
1	$37,5d^2$	$3,82d^2$
2	$42,5d^2$	$4,33d^2$
3	$47,5d^2$	$4,84d^2$
Одиниця виміру d	мм	мм

Значення, наведені в табл. 6.3.3.1.2, застосовні при використанні звичайних бесштокових якорів і глибини якірної стоянки до 82,5м.

При глибині якірної стоянки більше 82,5м безперервне тягове зусилля Z_{cont2} становить:

$$Z_{cont2}[\text{Н}] = Z_{cont1}[\text{Н}] + (D - 82,5) \cdot 0,27d^2$$

або

$$Z_{cont2}[\text{кгс}] = Z_{cont1}[\text{кгс}] + (D - 82,5) \cdot 0,0275d^2$$

де: D — глибина якірної стоянки, м.

Маси якорів приймаються рівним значенням, наведеним у розд. 3 частини III «Пристрої, обладнання і забезпечення». Крім того, значення Z_{cont} передбачає одночасне підймання одного якоря і урахуває вплив плавучості і коефіцієнт корисної дії клюза (приймається рівним 70%).

У цілому напруження на кожному компоненті, який передає крутний момент, не повинне становити більше 40% границі плинності (умовної границі плинності 0,2%) матеріалу в даних умовах навантаження.

6.3.3.1.3 Перевантажувальна здатність

Приводний двигун брашпиля повинен мати здатність забезпечувати тимчасово необхідне перевантаження для виконання відриву якоря від ґрунту. Така тимчасова перевантажувальна здатність, або «короткочасне тягове зусилля» повинна становити не менш 1,5 безперервного тягового зусилля протягом не менш ніж 2хв. У цей час швидкість допускається нижче нормальної.

6.3.3.1.4 Швидкість вибирання.

Середня швидкість вибирання якірного ланцюга під час підймання якоря і ланцюга повинна становити не менше 0,15м/с. Під час випробувань швидкість повинна вимірюватися на довжині двох змичок ланцюга, починаючи з моменту, коли як мінімум три змички (довжиною 82,5м) і якір перебувають у зануреному і підвішеному стані.

6.3.3.1.5 Гальмова здатність.

Гальмова здатність гальма брашпиля повинна бути достатньою для загальмовування руху якоря і якірного ланцюга під час попускання ланцюга. При відсутності в конструкції ланцюгового стопора гальмо повинне забезпечувати гальмовий момент, достатній, щоб витримувати тягове зусилля, що становить 80% від установленної мінімальної розривної міцності якірного ланцюга без незворотної деформації несучих елементів і проковзування гальма.

При наявності ланцюгового стопора може використовуватися значення, рівне 45%.

6.3.3.1.6 Ланцюговий стопор.

При наявності ланцюгового стопора він разом із своїми приналежностями повинен бути розрахований на те, щоб витримувати, без настання незворотної деформації, навантаження, яке складає 80% від установленної мінімальної розривної міцності якірного ланцюга (див. 3.6.1.3 частини III «Пристрої, обладнання і забезпечення»).

6.3.3.1.7 Опорна конструкція.

Інформацію про корпусні опорні конструкції для брашпиля і ланцюгових стопорів див. в розд. 3 і 4 частини III «Пристрої, обладнання і забезпечення».

6.3.3.2 Гідравлічні системи.

При використанні для привода брашпиля гідравлічних систем останні повинні відповідати вимогами розд. 7 цієї частини.

6.3.3.3 Електричні системи.**6.3.3.3.1 Електродвигуни.**

Електродвигуни повинні відповідати вимогам 5.6 частини XI «Електричне обладнання» і поставлятися з сертифікатом/свідоцтвом згідно з Номенклатурою об'єктів технічного нагляду Регістра.

Двигуни, що зазнають впливу погодних умов, повинні мати відповідні їхньому розташуванню кожухи, а також мати мінімальну ступінь захисту згідно з 2.4.4.2 частини XI «Електричне обладнання». У випадку використання редукторів вони повинні відповідати вимогам 4.2 цієї частини, а редуктори потужністю 100кВт і вище повинні бути сертифіковані.

6.3.3.3.2 Електричні ланцюги.

Електричні ланцюги двигунів повинні бути захищені, згідно з 8.3 частини XI «Електричне обладнання», а перерізи кабелів повинні вибиратися відповідно до 16.8.2 частини XI «Електричне обладнання».

Електричні кабелі, прокладені в місцях, підданих впливу морської води, повинні бути постачені ефективним захистом від механічних ушкоджень.

6.3.3.4 Захист механічних компонентів.

Для захисту механічних деталей, у тому числі корпусів компонентів, повинна бути передбачена підходяща система захисту, що обмежує частоту обертання і крутний момент на приводному двигуні.

Необхідно передбачити засоби утримання уламків, які можуть утворюватися при серйозному ушкодженні приводного двигуна внаслідок підвищення частоти обертання при неконтрольованому попусканні ланцюга, особливо якщо як приводний виступає аксіально-поршневий гідравлічний двигун.

6.3.3.5 Муфти.

Брашпилі повинні бути обладнані роз'єднувальними муфтами між ланцюговою зірочкою і при-водним валом.

Муфти з гідравлічним і електричним приводом зчеплення повинні мати можливість ручного розчіплювання

6.3.4 Випробування і маркування.

Брашпилі повинні проходити огляд інспектором під час виробництва на заводах-виготовлювачах на відповідність затвердженій документації і при приймальних випробуваннях.

6.3.5 Перевірка міцності.

6.3.5.1 Повинна бути зроблена перевірка міцності деталей кріплення механізму до суднового фундаменту, у тому числі і захисту від хвильового впливу з урахуванням 1.4.6.1 частини VIII «Системи і трубопроводи» (див. 6.3.5.3 — 6.3.5.8).

6.3.5.2 Деталі якірного механізму, що перебувають у потоці силових ліній, повинні бути перевірені на міцність при дії на них зусиль, що відповідають номінальному розрахунковому тяговому зусиллю на зірочці P_1 або P_2 . При цьому зведені напруження в деталях не повинні перевищувати 0,4 границі плинності матеріалу деталі.

6.3.5.3 Повинні застосовуватися наступні значення тисків і відповідні площі (див. рис. 6.3.5.3):

200 кН/м² нормально до осьової лінії вала стосовно до площі проекції в цьому напрямку;

150 кН/м² паралельно осьовій лінії вала, що діє як із внутрішньої, так і із зовнішньої сторони, стосовно до площі проекції, збільшеної в число f раз, яке визначається по формулі

$$f=1 + B/H, \quad (6.3.5.3)$$

де:

B — ширина механізму в напрямку, паралельному осьовій лінії вала;

H — загальна висота механізму,

але при цьому f повинне бути не більше 2,5.

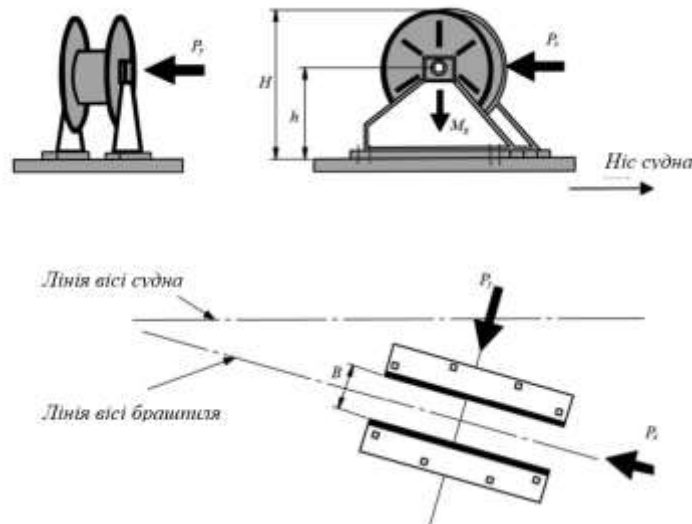


Рис. 6.3.5.3 Напрямок сил

Примітка: P_y повинне бути розглянуте окремо, як при напрямку усередину судна, так і при напрямку назовні — див. 6.3.5.3.

Правило знаків для y_i змінюється на протилежне, коли P_y діє із протилежної сторони, ніж указана на рисунку 6.3.5.4.

6.3.5.4 Навантаження на болти, клини і стопори, що кріплять механізм до палуби, повинні розраховуватися.

Механізм кріпиться N групами болтів, що складаються із одного або декількох болтів (див. рис. 6.3.5.4).

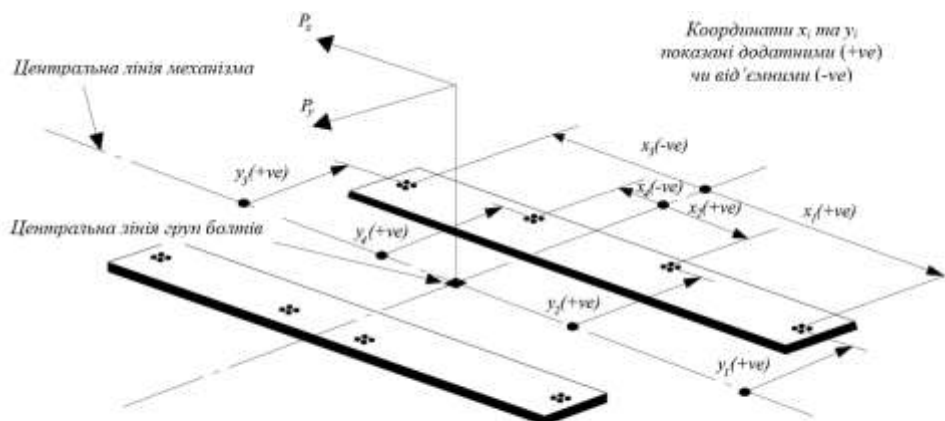


Рис. 6.3.5.4. Правило знаків

6.3.5.5 Навантаження в аксіальному напрямі R_i на групу болтів чи болт (позитивне при розтягуванні) може бути визначене за формулою

$$R_i = R_{xi} + R_{yi} - R_{si}, \quad (6.3.5.5)$$

де:

$$R_{xi} = P_x h x_i A_i / I_x;$$

$$R_{yi} = P_x h y_i A_i / I_y;$$

P_x – сила, що діє нормально до осьової лінії вала, кН;

A_i – площа перерізу всіх болтів у i -тій групі, см²;

$I_x = \sum A_i x_i^2$ для N груп болтів;

$I_y = \sum A_i y_i^2$ для N груп болтів;

R_{si} – статична реакція в i -тій групі болтів від маси лебідки.

P_y – сила, що діє паралельно осьовій лінії вала (більше із значень сил, що діють на i -ту групу болтів з боку судна або з-поза борту), кН;

h – висота осьової лінії вала над основою механізму, см;

x_i, y_i – координати x та y i -ї групи болтів від центральної лінії всіх N груп болтів, додатні в напрямку, зворотному дії сили, см.

6.3.5.6 Перерізуючі навантаження F_{xi} та F_{yi} , які діють на i -ту групу болтів, і підсумкове зусилля F_i можуть бути визначені за формулами:

$$F_{xi} = (P_x - \alpha g W) / N; \quad (6.3.5.6-1)$$

$$F_{yi} = (P_y - \alpha g W) / N; \quad (6.3.5.6-2)$$

$$F_i = (F_{xi}^2 + F_{yi}^2)^{0,5}; \quad (6.3.5.6-3)$$

де:

α – коефіцієнт тертя, що дорівнює 0,5;

W – маса лебідки, т;

g – прискорення вільного падіння, м/с²;

N – кількість груп болтів.

6.3.5.7 Аксіальні розтягуючі та стискаючі зусилля в 6.3.5.5 та перерізаючі в 6.3.5.6 повинні враховуватися під час проєктування опорних конструкцій.

6.3.5.8 Напруження розтягу в кожному болті i -ї групи болтів повинні розраховуватися.

Горизонтальні навантаження F_{xi} та F_{yi} , зазвичай, повинні сприйматися клинами.

Якщо для компенсації перерізуючих навантажень в одному, чи в обох напрямках, передбачена установка щільно підігнаних болтів, повинні розраховуватися еквівалентні напруження в кожному болті для порівняння із допустимими напруженнями.

При використанні синтетичних сполук в опорах їхній вплив також повинний враховуватися при розрахунках. Повинний прийматися, як мінімум, подвійний коефіцієнт запасу міцності для болтів за умовною границею плинності.

6.3.6 Додаткові вимоги.

6.3.6.1 Якірні механізми, призначені для виконання швартовних операцій, крім вимог підрозд. 6.3, повинні також задовольняти вимоги підрозд. 6.4 «Швартовні механізми».

6.3.6.2 Вимоги цього підрозділу поширюються на якірні механізми із системою дистанційного керування, вибрані відповідно до 3.1.5 частини III «Пристрої, обладнання і забезпечення».

6.3.6.3 Якщо передбачається дистанційне керування операцією попускання якірного ланцюга при відключеному від зірочки приводі якірного механізму, повинний бути передбачений пристрій, який забезпечує автоматичне підгальмування стрічкового гальма з тим, щоб максимальна швидкість попускання ланцюга не перевищувала 3м/с.

На судах із характеристикою забезпечення 400 і менше допускається не встановлювати пристрій автоматичного підгальмування стрічкового гальма.

6.3.6.4 Гальмо зірочки якірного механізму повинне забезпечувати зупинення якірного ланцюга при його попусканні плавно за час не більше 5с і не менше 2с з моменту подачі сигналу з поста керування.

6.3.6.5 На посту дистанційного керування повинний бути передбачений лічильник довжини попущеного ланцюга і показчик швидкості попускання ланцюга з відміткою граничної допустимої швидкості 3 м/с.

6.3.6.6 Механізми і вузли механізмів, для яких передбачається дистанційне керування, повинні мати місцеве ручне керування.

Вихід з ладу будь-яких вузлів або всієї системи дистанційного керування не повинний шкідливо впливати на нормальну роботу якірного механізму і обладнання при місцевому ручному керуванні (див. також 5.1.3 частини XI «Електричне обладнання»).

6.4 ШВАРТОВНІ МЕХАНІЗМИ

6.4.1 Привод.

6.4.1.1 Привод швартовного механізму повинний забезпечувати безупинне вибирання швартовного троса при номінальному тяговому зусиллі з номінальною швидкістю протягом не менше ніж 30хв.

Швидкість вибирання v швартовного троса на першому прошарку навівання на барабані при номінальному тяговому зусиллі F повинна бути не менше вказаної в табл. 6.4.1.1.

Таблиця 6.4.1.1 Значення швидкості вибирання v швартовного троса

v , м/с	0,25	0,2	0,16	0,13
F , кН	до 80	81–160	161–250	більше 250

Швидкість вибирання троса за допомогою швартовної головки при номінальному тяговому зусиллі повинна бути не більше 0,3м/с. Вказівки щодо вибору номінального тягового зусилля наведені у 4.4.2 частини III «Пристрої, обладнання і забезпечення».

6.4.1.2 При розрахунковому режимі роботи швартовного механізму (див. 6.4.1.1), його привод повинний забезпечувати протягом двох хвилин створення у тросі на першому прошарку навівання на барабані тягового зусилля не менше 1,5 розрахункового.

6.4.2 Захист від перевантаження.

Якщо максимальний момент приводу може призвести до навантаження елементів швартовного механізму більшого, ніж зазначено у 6.4.4, повинний бути передбачений захист від перевантаження.

6.4.3 Гальма.

6.4.3.1 Швартовний механізм повинний мати автоматичне гальмо, яке утримує швартовний трос при тяговому зусиллі, що дорівнює не менше ніж 1,5 розрахункового, при зникненні приводної енергії або виході приводу з ладу.

Лебідки з гідравлічним або паровим приводом за відсутності приводної енергії повинні витримувати зусилля натягу троса, яке в 1,25 рази перевищує розрахункове тягове зусилля. Швидкість попускання троса повинна контролюватися в межах 1,0м/хв.

6.4.3.2 Барабан швартовного механізму повинний мати гальмо, гальмівний момент якого здатний забезпечувати утримання швартовного троса при дії у тросі зусилля, що дорівнює 0,8 розривного навантаження троса, закріпленого на першому прошарку навівання на барабані.

Зусилля на ручці приводу гальма повинно бути не більше 740Н.

Якщо барабан має запираючий або інший блокуючий пристрій, повинна бути передбачена можливість від'єднання барабана схваленим способом у той час, коли швартовний трос знаходиться під навантаженням.

6.4.4 Перевірка міцності.

6.4.4.1 Деталі швартовного механізму, які знаходяться у потоці силових ліній, повинні бути перевірені на міцність при дії на швартовному барабані номінального тягового зусилля. При цьому зведені напруження в деталях не повинні перевищувати 0,4 границі плинності матеріалу деталі.

6.4.4.2 Міцність деталей швартовного механізму і деталей кріплення його до фундаменту повинна бути перевірена при дії максимального моменту приводу і дії на тросовий барабан навантаження, яке дорівнює розривному зусиллю швартовного троса.

Також повинна бути перевірена міцність вала швартовної турочки при дії на турочку в середині її довжини навантаження, яке дорівнює розривному зусиллю швартовного троса.

У всіх розглянутих вище випадках напруження в деталях не повинні перевищувати 0,95 границі плинності матеріалу деталей.

Міцність деталей швартовного механізму повинна враховувати всі можливі види і геометричні напрямки навантажень, які можуть виникнути під час експлуатації.

Міцність троса, призначеного для роботи з швартовним механізмом, повинна бути зазначена на механізмі.

6.4.5 Швартовні лебідки.

6.4.5.1 Характеристика і міцність автоматичних швартовних лебідок повинна бути не нижче від аналогічних неавтоматичних механізмів.

6.4.5.2 Автоматичні лебідки повинні мати ручне керування для можливості здійснення неавтоматичного режиму роботи.

6.4.5.3 Повинні бути передбачені:

- звукова попереджувальна сигналізація, яка спрацьовує при максимальній допустимій довжині попущеного троса;

- показчик фактичного тягового зусилля, яке діє в швартовному тросі при автоматичному режимі роботи.

Для вимірювання тягових зусиль рекомендується установлювати датчики з електричним вихідним сигналом.

6.5 БУКСІРНІ ЛЕБІДКИ

6.5.1 При застосуванні автоматичних пристроїв для регулювання натягу буксирного троса повинна бути забезпечена можливість контролю тягового зусилля, яке діє у даний момент. Показники повинні бути встановлені біля лебідки і на містку.

Для вимірювання тягових зусиль рекомендується установлювати датчики з електричним вихідним сигналом.

6.5.2 Повинна бути передбачена звукова попереджувальна сигналізація, яка спрацьовує при максимальній допустимій довжині попускання троса або забезпечений візуальний контроль.

Рекомендується установлення лічильника довжини попущеного троса.

6.5.3 Барабани буксирних лебідок повинні відповідати вимогам **6.1.6** і повинні бути забезпечені тросоукладальниками (крім випадків використання тросу зменшеної довжини відповідно з **5.6.1** частини III «Пристрої, обладнання і забезпечення»).

За наявності двох і більше барабанів тросоукладальники повинні бути автономними.

Тросовий барабан повинний мати муфту, яка дозволяє відключати його від приводного механізму.

Геометричні розміри турочок буксирної лебідки повинні забезпечувати можливість попускання буксирного троса.

6.5.4 Конструкція лебідки повинна передбачати швидке розгальмування барабана з метою забезпечення вільного попускання буксирного троса.

6.5.5 Гальма.

6.5.5.1 Буксирна лебідка повинна мати автоматичний гальмівний пристрій, який утримує трос при тяговому зусиллі, що дорівнює не менше ніж 1,25 номінального зусилля при зникненні або відключенні енергії приводної лебідки.

6.5.5.2 Гальмо барабана, кероване будь-яким видом енергії, повинне мати можливість керування за допомогою ручного інструменту.

Конструкція гальма повинна забезпечувати можливість швидкого розгальмування з метою вільного попускання троса.

6.5.6 Деталі буксирної лебідки, які знаходяться в потоці силових ліній, повинні бути перевірені на міцність при дії номінального тягового зусилля каната на середньому прошарку навівання. При цьому зведені напруження в деталях не повинні перевищувати 0,4 границі плинності матеріалу деталей.

6.5.7 Повинна бути виконана перевірка міцності деталей при дії на барабані зусиль, які від-повідають максимальному моменту приводу, а також при дії на барабані зусилля, що дорівнює розривному зусиллю буксирного каната на верхньому прошарку навівання.

Зведені напруження в деталях, які можуть піддаватися впливу зусиль від вищезазначених навантажень, не повинні перевищувати 0,95 границі плинності матеріалу деталей.

6.6 СИСТЕМА ЕКСТРЕНОЇ ВІДДАЧІ ТРОСА БУКСИРНОЇ ЛЕБІДКИ

6.6.1 Сфера поширення.

6.6.1.1 Цей підрозділ визначає мінімальні стандарти безпеки для систем екстреної віддачі троса буксирних лебідок, які використовуються на буксирних судах в безпосередній близькості до берега, в портах або терміналах.

6.6.1.2 Вимоги цього підрозділу не призначені для буксирних лебідок, встановлених на борту суден, що використовуються виключно для буксирування на великі відстані, заведення якорів або в аналогічних морських операціях.

6.6.1.3 Визначення, які застосовуються в цьому підрозділі:

Система екстреної віддачі - механізми і пов'язані з ними пристрої керування, які використовуються для екстреної віддачі буксирного троса заданим чином як в штатних умовах, так і при неробочому стані судна (так само, як і при знеструмленні).

Максимальне розрахункове навантаження - максимальне навантаження лебідки, як визначено виготовлювачем (номінальне тягове зусилля).

Перекидання - перекидання буксира в ході буксирування у результаті зусилля буксирування, спрямованого поперек корпусу буксира (в поперечному напрямку) як наслідок непередбаченої події (можлива втрата ходу/рульового керування або іншого), відповідно до чого отримана пара сил, створювана зміщенням і протилежними поперечними навантаженнями (зусиллю буксирування протидіє упор або сила опору корпусу), є причиною крену буксира і, в кінцевому результаті, його перекидання. Це можна також визначити, як «перевертання» або «перекидання» і т.п.

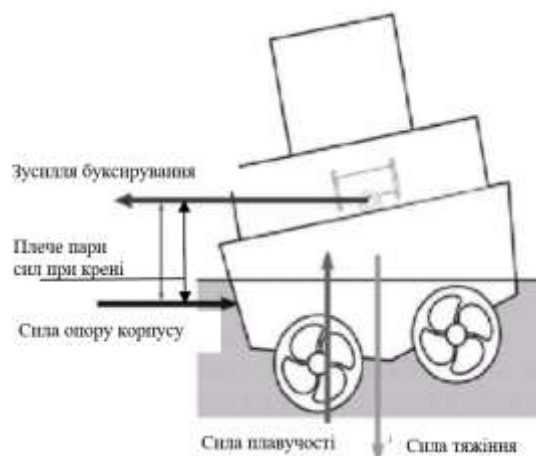


Рис. 6.6.1-1 Сили, які діють у ході буксирних операцій

На рис. 6.6.1-1 показані сили, які діють у ході буксирних операцій.

Кут нахилу троса по відношенню до барабана лебідки – кут між прикладеним навантаженням (зусиллям буксирування) і буксирним тросом при його намотуванні на барабан лебідки (див. рис. 6.6.1-2).

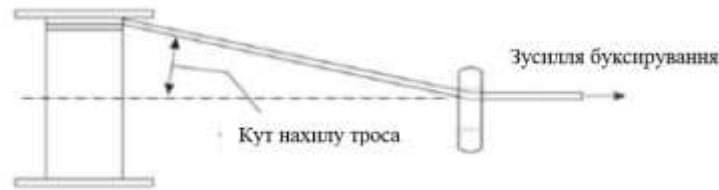


Рис. 6.6.1-2 Кут нахилу троса по відношенню до барабана лебідки

6.6.2 Загальні положення.

6.6.2.1 Внутрішній кінець буксирного троса повинен кріпитися до барабану лебідки слабкою ланкою або аналогічним пристроєм, призначеним для віддачі буксирного троса при зниженому навантаженні.

6.6.2.2 Всі буксирні лебідки повинні бути оснащені системою екстреної віддачі.

6.6.3 Вимоги до систем екстреної віддачі.

6.6.3.1 Технічні вимоги.

6.6.3.1.1 Система екстреної віддачі призначена для функціонування в усьому діапазоні навантаження на буксирний трос, кута нахилу канату по відношенню до барабана лебідки і кута нахилу судна при усіх штатних і обґрунтовано прогнозованих нерозрахованих умовах експлуатації (можуть включати, але не обмежуючись наступним: відмова системи електроживлення, змінне навантаження на буксирний трос, наприклад, внаслідок несприятливих погодних умов тощо).

6.6.3.1.2 Система екстреної віддачі повинна працювати в діапазоні навантажень на буксирний трос аж до не менше 100% максимального розрахункового навантаження.

6.6.3.1.3 Система екстреної віддачі повинна функціонувати так швидко, наскільки це практично можливо, але не пізніше трьох секунд після активації.

6.6.3.1.4 Система екстреної віддачі призначена для обертання барабана лебідки і стравлювання буксирного троса належним чином, щоб при активації системи існував достатній опір обертанню для запобігання неконтрольованого розмотування буксирного троса з барабана. Слід уникати швидкого (вільного, неконтрольованого) обертання барабана лебідки, оскільки це може привести до застрягання буксирного троса і відключення функції екстреної віддачі троса лебідки.

6.6.3.1.5 Після спрацювання системи екстреної віддачі, навантаження на буксирний трос, необхідне для обертання барабана лебідки, повинне бути не більше:

- найменшим з п'яти тонн або 5% максимального розрахункового навантаження, коли на барабані намотано два шари навивки буксирного троса, або

- 15% максимального розрахункового навантаження, якщо показано, що цей опір обертанню не перевищує 25% від сили, здатної привести до занурення у воду самого нижчого незахищеного від проникнення всередину води отвору.

6.6.3.1.6 Необхідно передбачити альтернативне джерело енергії, щоб штатна робота системи екстреної віддачі могла підтримуватися і в умовах неробочого стану судна (так само, як і знеструмлення).

6.6.3.1.7 Альтернативне джерело енергії, необхідне відповідно до **6.6.3.1.6**, повинне бути достатнім для досягнення найбільш скрутних з наступних умов (якщо застосовне):

- щонайменше достатнє для трьох спроб віддачі буксирного троса (тобто трьох спрацювань системи екстреної віддачі). У тих випадках, коли система забезпечує енергію для більш ніж однієї лебідки, її має вистачити на три спрацювання найбільш затребуваної лебідки, підключеної до неї;

- якщо конструкція лебідки така, що для механізму звільнення барабана потрібно безперервне живлення (наприклад, при роботі гальма з пружинним натягуванням і скиданні з використанням гідравлічної або пневматичної енергії), необхідно забезпечити достатню потужність для роботи системи екстреної віддачі (наприклад, залишати гальмо у відкритому положенні і дозволяти

стравлювати буксирний трос) в умовах неробочого стану судна (так само, як і знеструмлення) протягом як мінімум п'яти хвилин. Цей інтервал може бути скорочений до часу, необхідного на змотування буксирного троса по всій довжині з барабана лебідки при навантаженні, зазначеної в **6.6.3.1.5**, якщо це менше п'яти хвилин.

6.6.3.2 Експлуатаційні вимоги.

6.6.3.2.1 Екстрена віддача троса повинна бути передбачена з ходового містка і поста керування лебідками на палубі. Пост керування лебідками на палубі повинен бути розташований в безпечному місці.

6.6.3.2.2 Керування екстреною віддачею повинне розташовуватися в безпосередній близькості від кнопки аварійної зупинки роботи лебідки, і обидва повинні бути чітко ідентифікованими, добре помітними, легкодоступними і розташованими належним чином для забезпечення безпечної роботи.

6.6.3.2.3 Функція екстреної віддачі повинна мати пріоритет перед будь-якою функцією аварійної зупинки. Спрацьовування аварійної зупинки лебідки з будь-якого посту не має зупиняти роботу системи екстреної віддачі з будь-якого посту.

6.6.3.2.4 Кнопки керування системою екстреної віддачі повинні мати функцію підтвердження для відміни; це підтвердження може бути виконане з поста керування, відмінного від того, де екстрена віддача була активована. Повинна бути забезпечена постійна можливість відміни екстреної віддачі з ходового містка незалежно від місця активації спрацьовування і без втручання оператора на робочій палубі.

6.6.3.2.5 Засоби і системи контролю для екстреного/аварійного використання повинні бути захищені від випадкового використання.

6.6.3.2.6 Індикатори джерел живлення і/або рівні тиску, пов'язані зі штатною роботою системи екстреної віддачі, повинні бути вказані на ходовому містку. Аварійна сигналізація включається автоматично, якщо який-небудь параметр виходить за межі повної придатності до експлуатації системи екстреної віддачі.

6.6.3.2.7 У тих випадках, коли це практично можливо, керування системою екстреної віддачі повинне забезпечуватися з використанням дротових каналів керування, повністю незалежних від програмованих електронних систем.

6.6.3.2.8 Комп'ютерні системи, які керують або можуть впливати на керування системами екстреної віддачі, повинні відповідати вимогам розд. 7 частини XV «Автоматизація» до програмувальних електронних систем категорії III.

6.6.3.2.9 Компоненти, стратегічно важливі для безвідмовної роботи системи екстреної віддачі, повинні бути ідентифіковані виготовлювачем.

6.6.3.2.10 Метод проведення щорічного огляду лебідки повинен бути документально підтверджений.

6.6.3.2.11 При необхідності для проведення щорічного огляду лебідки на палубі повинні бути передбачені опорні пункти належного розміру.

6.6.4 Вимоги до випробувань. Загальні положення.

6.6.4.1 Для кожної системи екстреної віддачі або її типу технічні вимоги в **6.6.3.1** повинні бути перевірені або на заводах-виробниках, або в рамках введення буксирної лебідки в експлуатацію після її установки на борту. Коли перевірка виключно шляхом випробування недоцільна (наприклад, через дотримання вимог охорони праці та промислової безпеки), випробування може поєднуватися з оглядом, аналізом або демонстрацією після узгодження з Регістром.

6.6.4.2 Технічні характеристики та інструкції по експлуатації системи екстреної віддачі повинні бути випущені у вигляді документів для їх розміщення на борту судна, на якому встановлена лебідка.

6.6.4.3 З урахуванням **6.6.4.1** системи екстреної віддачі повинні проходити огляд інспектором на заводах-виробниках на відповідність затвердженій документації при приймальних випробуваннях відповідно до **5.10.5** частини 4 «Технічний нагляд за виготовленням виробів для суден» Правил технічного нагляду за побудовою суден і виготовленням матеріалів та виробів. Випробування на борту судна повинні виконуватися відповідно з **3.7.3.7** частини 5 «Технічний нагляд за побудовою суден» Правил технічного нагляду за побудовою суден і виготовленням матеріалів та виробів.

7. ПРИВОДИ ГІДРАВЛІЧНІ

7.1 ЗАГАЛЬНІ ВИМОГИ

7.1.1 Не допускається з'єднання системи трубопроводів гідравлічних рульових машин і силової системи ГРК з іншими гідравлічними системами.

Не допускається з'єднання трубопроводів систем гідравлічних приводів закриттів машиннокотельних шахт з іншими гідравлічними системами.

На пасажирських судах та судах спеціального призначення не допускається з'єднання систем трубопроводів ковзних (клінкетних) водонепроникних дверей з приводом від джерела енергії з іншими гідравлічними системами.

7.1.2 Якщо трубопровід, який обслуговує гідравлічні якірні механізми, сполучений з трубопроводами інших гідравлічних систем, він повинний обслуговуватися двома незалежними насосними агрегатами, кожний з яких повинний забезпечувати роботу якірного пристрою з номінальним тяговим зусиллям і номінальною швидкістю вибирання якорів.

7.1.3 Пошкодження гідравлічної системи не повинно приводити до пошкодження механізму або пристрою.

7.1.4 Рідини, які використовуються в гідравлічних системах, повинні обиратися з урахуванням температурних умов, що можуть виникати в умовах експлуатації (див. табл. 2.3.1-2 частини VII «Механічні установки»).

7.1.5 На пасажирських судах та судах спеціального призначення гідравлічні системи ковзних (клінкетних) водонепроникних дверей з приводом від джерела енергії можуть бути централізованими або незалежними для кожних дверей.

Централізовані системи повинні бути обладнані аварійно-попереджувальною сигналізацією низького рівня гідравлічної рідини в резервуарах, які обслуговують систему, та про низький тиск газу в гідравлічних акумуляторах. Допускаються також інші ефективні засоби контролю втрати запасу енергії в гідравлічних акумуляторах. Указані системи аварійно-попереджувальної сигналізації повинні бути звуковими та візуальними і розташовані в посту керування на ходовому містку.

Конструкція централізованих систем повинна мінімізувати вірогідність відмови в роботі більше ніж одних дверей у випадку пошкодження однієї з частин системи.

Незалежні гідравлічні системи для кожних ковзних (клінкетних) водонепроникних дверей повинні бути обладнані розташованою у посту керування на ходовому містку груповою аварійно-попереджувальною сигналізацією низького тиску газу або іншими ефективними засобами контролю втрати запасу енергії в гідравлічних акумуляторах. У кожному місцевому посту керування повинна бути передбачена індикація втрати запасу енергії в гідравлічних акумуляторах.

Крім того, гідравлічні системи ковзних (клінкетних) водонепроникних дверей із приводом від джерела енергії на пасажирських судах та судах спеціального призначення повинні відповідати вимогам 7.12.5.7 частини III «Пристрої, обладнання і забезпечення».

7.2 ПЕРЕВІРКА МІЦНОСТІ

7.2.1 Деталі гідравлічних механізмів, які знаходяться у потоці силових ліній, повинні бути перевірені на міцність при дії зусиль, що відповідають робочому тиску; при цьому зведені напруження у деталях не повинні перевищувати 0,4 границі пластичності матеріалу деталі.

7.2.2 У випадках, передбачених у 6.2.4.1, 6.3.4, 6.4.2, повинна бути проведена перевірка міцності деталей при дії зусиль, що відповідають тиску відкриття запобіжних клапанів; при цьому зведені напруження у деталях не повинні перевищувати 0,95 границі пластичності матеріалу деталі.

7.2.3 Трубопроводи і арматура гідравлічних систем повинні задовольняти вимоги розділів 2, 4 і 5 частини VIII «Системи і трубопроводи».

7.3 ЗАПОБІЖНІ ТА ІНШІ ПРИСТРОЇ

7.3.1 Гідравлічні механізми повинні бути захищені запобіжними клапанами, тиск спрацювання яких повинний бути не більше 1,1 максимального розрахункового тиску, крім випадків, передбачених **6.2.4.1, 6.3.4, 6.4.2**.

7.3.2 Робоча рідина від запобіжного клапана повинна відводитися у зливальний трубопровід або у зливальну цистерну.

7.3.3 Повинні бути передбачені пристрої для повного видалення повітря при заповненні механізму і трубопроводу робочою рідиною, а також для поповнення її витоків і спускання.

7.3.4 У гідравлічних системах повинні бути передбачені фільтри необхідної пропускної здатності і чистоти фільтрації робочої рідини.

У постійно діючих гідравлічних системах (у гідравлічних рульових приводах, гідравлічних муфтах тощо) повинна бути передбачена можливість очищення фільтрів без припинення функціонування системи.

7.3.5 Масляні ущільнення між нерухомими частинами, що утворюють частину зовнішньої межі тиску, повинні бути типу «метал по металу».

Масляні ущільнення між рухомими частинами, що утворюють частину зовнішньої межі тиску, повинні бути дубльовані таким чином, щоб вихід з ладу одного ущільнення не приводив до виходу з ладу виконавчого механізму.

Використання альтернативних пристроїв, що забезпечують рівноцінний захист від протікань, повинно бути погоджене з Регістром.

7.3.6 Штоки гідравлічних робочих циліндрів, що зазнають сильного впливу пилу і у яких не виключена можливість зледеніння, повинні бути захищені від цих впливів.

7.3.7 Гідравлічні механізми повинні бути обладнані необхідними приладами для контролю за їхньою роботою.

8. ГАЗОТУРБІННІ ДВИГУНИ

8.1 ЗАГАЛЬНІ ВИМОГИ

8.1.1 Вимоги цього розділу поширюються на головні і допоміжні суднові газотурбінні двигуни (ГТД) потужністю 100кВт і більше. Розповсюдження цих вимог на ГТД потужністю менше 100кВт виконується в обсязі, погодженому з Регістром, з урахуванням призначення ГТД.

Вимоги поширюються на конвертовані авіаційні, корабельні і стаціонарні ГТД при їхньому використанні на морських суднах.

Область використання ГТД, на які поширюються ці вимоги:

- водотоннажні судна;
- високошвидкісні судна (ВШС);
- судна з динамічними принципами підтримки (СДПП),
- плавучі бурові установки (ПБУ) і морські стаціонарні платформи (МСП).

8.1.2 Розрахункова потужність відноситься до розрахункових умов, тобто для певних значень температур зовнішнього повітря і води, вологості повітря, атмосферного тиску і опору на всмоктуванні і випуску, прийнятим при проектуванні ГТД.

Рекомендується приймати за розрахункові умови наступні значення параметрів (відповідно до вимог ISO 2314):

- температура повітря на вході в ГТД, °С – + 15;
- відносна вологість повітря, % – 60;
- тиск повітря, кПа – 100.

8.1.3 На суднах необмеженого району плавання необхідно використання не менше двох головних ГТД із забезпеченням можливості ходу судна при роботі одного ГТД.

При застосуванні одного ГТД необхідність резервного пристрою, що забезпечує хід судна, повинна бути погоджена з Регістром з урахуванням особливостей конструкції і призначення судна.

8.1.4 ГТД з проміжним охолодженням повітря при повному припиненні подачі води у повітроохолоджувач повинний розвивати потужність не менше 20% розрахункової.

8.1.5 ГТД з реверсивним пристроєм повинний забезпечувати реверс із повного переднього ходу на повний задній хід і в зворотному напрямку (див. **2.1.4** частини VII «Механічні установки»).

Допускається встановлення ГТД, які не мають реверса, за наявності на судні інших засобів і пристроїв, які забезпечують задній хід.

При застосуванні турбіни заднього ходу повинні задовольнятися вимоги **3.1.2** і **3.6.2**, при використанні реверс-редуктора – вимоги **4.1.1** цієї частини, а у разі використання ГРК – вимоги **6.5.5** частини VII «Механічні установки».

При застосуванні стиснутого повітря для систем реверса запас його повинний забезпечувати не менше 25 перекидок органів реверса, при цьому поповнення запасів стиснутого повітря повинно здійснюватися автоматично не менше ніж від двох джерел стиснутого повітря.

Забороняється підключення до систем стиснутого повітря високого тиску, які забезпечують роботу систем реверса, інших споживачів (захисту, ДАК).

8.1.6 Розрахунками і випробуваннями повинна бути доведена стійка робота ГТД без явищ зриву і помпажу на всіх можливих експлуатаційних режимах, включаючи маневри, а також при допустимих заносах проточної частини ГТД і в тропічних умовах (температура повітря не менше +45°С, відносна вологість повітря 95% при +35°С і температурі забортної води 35°С).

Підвищення та зниження навантаження повинні проводитися зі швидкістю, яка забезпечує стійку роботу компресорів ГТД у всьому діапазоні його роботи.

Програма перевірки стійкої роботи ГТД повинна бути в кожному випадку погоджена із Регістром; при цьому перевірка повинна проводитися як на стенді заводу-виробника, так і після встановлення ГТД на судні.

8.1.7 У всьому діапазоні робочих і пускових режимів не повинно бути зон, які обмежують роботу ГТД через вібрацію.

Норми вібрації не повинні перевищувати значень, зазначених у розд. 9 частини VII «Механічні установки».

8.1.8 Для ГТД суден льодового класу **Ice6**, повинні виконуватися вимоги **2.1.2** частини VII «Механічні установки»; якщо це є нездійснимим, то навантаження на вузли, що передають потужність від ГТД до рушія, повинні погоджуватися з Регістром.

8.1.9 Як пусковий пристрій повинні використовуватися електродвигуни перемінного струму.

Використання електродвигунів постійного струму, а також пускових пристроїв інших типів повинно бути погоджене з Регістром.

Пусковий пристрій кожного ГТД повинний мати можливість приводитися в дію не менше ніж від двох джерел енергії. Перехід із одного джерела енергії на інше для пуску ГТД повинний проводитися за час не більше 60с. Для високошвидкісних суден (ВШС) і суден з динамічними принципами підтримки (СДПП) допускається живлення від одного джерела енергії.

Повинна бути забезпечена можливість виконання не менше чотирьох послідовних пусків ГТД.

Повинна бути забезпечена можливість пуску ГТД до повної зупинки ротора, який приводиться пусковим пристроєм.

8.1.10 При використанні в ГТД палив з присадками, що дають відкладення продуктів згоряння на лопатках турбін, повинні бути передбачені системи і засоби для очищення проточної частини турбін без зупинки ГТД.

Повинна передбачатися система промивки зупиненого ГТД для очищення відкладень на лопатках турбін і сольових відкладень на лопатках компресорів.

Очищення і промивку ГТД ВШС і СДПП допускається виконувати в порту за допомогою берегових пристроїв.

Очищення або промивка проточної частини повинні забезпечувати відновлення характеристик ГТД.

Засоби очищення (промивки) не повинні мати корозійного впливу на проточну частину ГТД і по-верхні утилізаційного котла, який розташований за ГТД. Відходи промивки повинні зливатися в спеціальні цистерни.

Миючі засоби для промивки ГТД повинні мати санітарне схвалення для застосування на морських судах.

8.1.11 Повітрязабірні пристрої ГТД повинні бути обладнані фільтруючими пристроями, що запобігають небезпечним для нормальної експлуатації ГТД швидкостям заносу проточних частин компресорів. Перевірка ефективності фільтруючих пристроїв повинна об'єднуватися з приймально-здавальними випробуваннями судна.

Розташування приймальної частини повітрязабірного пристрою повинно виключати можливість попадання в компресор води, пари, випускних газів і викидів з вентиляторів.

Необхідно передбачити заходи, що не допускають зледеніння всмоктувального тракту, якщо в умовах експлуатації судна існує небезпека зледеніння.

Повинне бути передбачене резервне приймання 60% повітря на випадок зледеніння повітрязабірного тракту.

Заходи проти зледеніння і резервне приймання для ВШС і СДПП за погодженням із Регістром допускається не передбачати.

Повітрязабірний пристрій не повинний викликати вихроутворення на вході в компресор, що приводить до зниження його стійкої роботи на усіх експлуатаційних режимах.

Системи дренажів із повітряприймачів повинні бути обладнані гідрозатворами.

Повинні бути передбачені швидкодіючі пристосування для закриття приймальних отворів забірників повітря.

8.1.12 Системи випуску газу повинні мати пристрої закриття з дистанційним приводом для виключення циркуляції газу і повітря через ГТД як при пожежі, так і під час стоянки.

Якщо один повітряхід або вихлопний трубопровід установлений на два і більше двигуни, необхідно виключити рециркуляцію повітря і газу через непрацюючий двигун.

8.1.13 Шахти забирання повітря і випуску газу, паливні, охолоджуючі та інші трубопроводи повинні приєднуватися до двигуна так, щоб не передавати до місця приєднання зусиль при розширенні.

Трубопроводи повинні витримувати рівні вібрації, які викликаються ГТД, що працює.

8.1.14 У повітряводах і шахтах для підведення повітря до компресора всі внутрішні деталі повинні виготовлятися з матеріалів, стійких до корозії в морських умовах.

Розміри деталей і кріплення повинні виключати можливість їхнього проходження через захисні сітки перед компресором.

Всі кріплення усередині повинні стопоритися.

Шахти і повітряводи повинні забезпечувати можливість періодичного контролю стану внутрішніх поверхонь.

8.1.15 Всі турбокомпресори і силові газові турбіни повинні мати пристрої для повертання.

Повинне бути передбачене блокування валоповертаючого пристрою з пусковим пристроєм ГТД або автоматичне відключення.

На швидковід'єднуваних муфтах повинне бути передбачене блокування, яке виключає пуск ГТД при роз'єднаному редукторі.

8.1.16 ГТД для приводу аварійного генератора і пожежного насоса повинні мати автономні системи палива, змащування і охолодження.

Автоматичний пуск повинний бути продубльований ручним із місцевого посту керування.

8.1.17 Повинна бути передбачена можливість виконати перед кожним пуском ГТД «холодного пуску» (без подачі палива) для вилучення залишків рідкого палива (або газу при роботі ГТД на газі), які залишилися в ГТД після невдалого попереднього пуску або через витікання палива в камеру згоряння при стоянці в готовності.

Тривалість і кількість «холодних пусків» повинні забезпечувати повну вентиляцію ГТД від палива (газу), які не були спалені.

8.1.18 Для попередження попадання пари масла в навколишнє середовище масляні системи повинні бути обладнані спеціальними масловідокремлювачами зі скиданням повітря в шахту випуску випускних газів (на зріз газовідводу).

8.1.19 Кожний ГТД повинний бути закритий шумо- і теплоізолюючим кожухом.

Порожнини всередині кожуха повинні продуватися спеціальним вентилятором або за рахунок ежекції випускних газів.

Температура на зовнішній поверхні кожуха повинна відповідати санітарним нормам. При цьому повинні бути забезпечені доступ до основних складальних одиниць і деталей для обслуговування при експлуатації, а також огляд проточних частин турбін, компресорів і камер згоряння ендоскопами.

Для забезпечення санітарних вимог за рівнем шуму в машинному відділенні повинне бути передбачене глушіння шуму на вході повітря і виході газу із ГТД.

8.1.20 Кожний ГТД повинний мати систему пожежогасіння, автономну від систем пожежогасіння машинного відділення.

За наявності на судні кількох ГТД повинна бути передбачена можливість подачі вогнегасної речовини від протипожежної системи одного ГТД до іншого.

Кількість вогнегасної речовини в системі пожежогасіння повинна бути розрахована з умови заповнення внутрішнього об'єму кожного ГТД і утилізаційного котла, який розташований за ним (якщо утилізаційний котел є).

ГТД повинний бути обладнаний двома оповісниками пожежної сигналізації – температури середовища під шумо- і теплоізолюючим кожухом та випускних газів за ГТД.

8.1.21 Трубопроводи палива і мастила повинні бути розташовані або обладнані таким чином, щоб при розриві трубопроводів була виключена можливість попадання витоків на гарячі частини ГТД.

8.1.22 Запасні частини, які знаходяться на судні, повинні відповідати вимогам табл. 10.2.8 частини VII «Механічні установки».

Виробник газотурбінного агрегату має право надати свій перелік запасних частин, виходячи зі свого досвіду експлуатації даного типу агрегату.

8.1.23 При конвертуванні ГТД для роботи в морських умовах повинне бути проведено погодження із Регістром для перевірки на забезпечення ресурсу.

8.2 РОТОРИ ГТД

8.2.1 Розрахунок на міцність роторів ГТД повинний виконуватися для режиму максимальної потужності і для режимів, при яких напруження можуть досягати максимального значення.

Перевірочний розрахунок турбіни, яка дає надлишкову потужність, проводиться для частоти обертання на 20% вище від номінальної, для інших роторів перевірочний розрахунок виконується для частоти обертання на 10% вище номінальної.

8.2.2 Для деталей ГТД, що обертаються, повинний бути проведений розрахунок на збільшений крутний момент, відповідний роботі ГТД при температурі зовнішнього повітря на 20°C нижче від розрахункової.

8.2.3 Розрахунок на міцність деталей газових турбін заднього ходу, що обертаються, повинний проводитися на максимальний крутний момент, відповідний екстремому гальмуванню судна із застосуванням «контргазу».

8.2.4 Розрахунок на міцність вузлів, які передають потужність ГТД для приводу судових генераторів струму, повинний проводитися за крутним моментом для режиму короткого замикання, якщо у системі «двигун – генератор» не застосовуються спеціальні муфти проковзування.

8.2.5 Критична частота обертання ротора повинна визначатися з урахуванням консолей і відповідати вимогам 3.2.2.

Для консольних роторів необхідний розрахунок прецесії і додаткових навантажень від гіроскопічного моменту.

8.2.6 Повинні також виконуватися вимоги 3.2.3 – 3.2.5.

8.2.7 Динамічні напруження в лопатках компресорів, що працюють у корозійному середовищі, повинні бути визначені експериментально підприємством-виробником на усіх робочих режимах, включаючи режими пуску, і облопачування повинне бути відсторонене від небезпечних форм коливання.

Запас за утомною міцністю робочих лопаток повинний бути не менше 3 для основних режимів і 2,5 для прохідних.

Відступ від цієї вимоги є можливим, якщо виробник ГТД надасть дані про надійність лопаток компресорів в корозійному середовищі при менших запасах утомної міцності.

8.3 КОРПУСИ ГТД

8.3.1 У корпусах газових турбін і компресорів повинні бути передбачені спеціальні лючки або отвори для огляду лопаткового апарата, а самі ГТД повинні забезпечуватися спеціальними приладами для огляду (ендоскопами).

8.3.2 Якщо у ГТД використовуються підшипники ковзання, корпус ГТД повинний відповідати вимогам 3.3.7.

8.3.3 При застосуванні внутрішньої ізоляції корпусу газової турбіни повинне бути забезпечене надійне її кріплення і покриття кожухами, яке виключає місцеве оголення поверхні корпусу і потрапляння ізоляції в проточну частину.

8.3.4 Конструкція масляних ущільнень повинна виключати потрапляння мастила і масляної пари у проточну частину турбін і компресорів, а також викид мастила і пари назовні.

8.3.5 Кожний ГТД повинний мати дренажні отвори у нижній частині корпусу.

Дренажні отвори повинні мати зливи через відкриті лійки, які з'єднані з цистернами витоків, для уникнення затоплення ГТД при переповненні цистерн витоків.

8.3.6 Корпуси і кожухи повинні забезпечувати непробивність при обриві робочої лопатки.

8.4 ПІДШИПНИКИ ГТД

8.4.1 Підшипники ковзання ГТД повинні відповідати вимогам 3.4.

8.4.2 Для суднових ГТД усіх типів дозволяється застосування підшипників кочення.

8.4.3 На кожному зливі мастила з опор ГТД повинні бути встановлені сигналізатори наявності стружки і датчики температури мастила.

8.4.4 Застосування внутрішніх підшипників на трьохопорних валах повинне бути технічно обгрунтоване і погоджене з Регістром.

8.4.5 Будь-яка зупинка ГТД не повинна приводити до пошкодження підшипників, для чого необхідно передбачити подачу мастила при зупинці ГТД і автоматичне вмикання системи прокрутки роторів.

8.5 КАМЕРИ ЗГОРЯННЯ

8.5.1 Конструкція камер згоряння ГТД повинна забезпечувати зручне їхнє обслуговування і можливість заміни форсунок і жарових труб в суднових умовах. Форсунки повинні бути взаємозамінними без значного регулювання системи подачі палива.

8.5.2 Повинна бути забезпечена можливість огляду ендоскопами жарових труб камер згоряння без їхнього розбирання.

8.5.3 Повинне бути виключене потрапляння палива в камери згоряння ГТД при непрацюючому двигуні.

8.5.4 Паливні трубопроводи високого тиску і головні форсунки повинні звільнятися від палива після зупинки двигуна або припинення роботи форсунок.

Пускові паливні трубопроводи і пускові форсунки повинні звільнятися від палива після припинення режиму пуску.

Звільнення від палива повинно здійснюватися шляхом автоматичного відкривання клапанів зливу на відповідному трубопроводі.

8.5.5 ГТД повинний бути обладнаний не менше ніж двома запальними пристроями.

8.6 ТЕПЛООБМІННІ АПАРАТИ

8.6.1 В теплообмінних апаратах ГТД (регенераторах і повітроохолоджувачах) повинна бути передбачена можливість виявлення протікання і місця пошкодженої ланки за допомогою опресування.

Щільність регенератора повинна перевірятися як за газовою, так і за повітряною стороною.

Спосіб і порядок виявлення протікання і місць пошкоджених елементів, а також відключення останніх, повинні бути викладені в спеціальній інструкції.

8.6.2 Повинні бути виключені небезпечні резонансні коливання і автоколивання елементів теплообмінних апаратів.

8.6.3 Регенератор повинний бути обладнаний системою пожежогасіння відповідно до вимог з/п. 11 табл. 3.1.2.1 частини VI «Протипожежний захист».

8.6.4 Повітроохолоджувачі ГТД повинні задовольняти вимоги 1.5.6.

8.6.5 Повітроохолоджувачі повинні допускати можливість огляду і очищення трубних дощок і глушення будь-яких трубок без зняття кришок.

8.6.6 Повітроохолоджувачі ГТД повинні мати пристрої для безперервного видалення вологи, яка випадає з повітря при роботі ГТД.

8.6.7 Теплообмінні апарати повинні також відповідати вимогам розділів 1, 2 і 6 частини X «Ко-тли, теплообмінні апарати і посудини під тиском», за винятком 6.3.1 – 6.3.4 та 6.3.6.

8.7 КЕРУВАННЯ, ЗАХИСТ І РЕГУЛЮВАННЯ

8.7.1 Головний ГТД повинний бути обладнаний системою автоматичного регулювання і дистанційного керування, яка забезпечує:

.1 задання необхідного режиму і стійке підтримання його у всьому діапазоні робочих оборотів із виключенням можливості виникнення теплових ударів;

.2 пуск і зупинку в будь-яких експлуатаційних умовах;

.3 підтримання стійкої роботи компресорів і камер згоряння на всіх перемінних режимах і під навантаженням;

.4 запобігання закиду температур газу;

.5 єдине керування ГТД і рушієм від одного важеля або маховика, проте повинне бути можливе і роздільне керування;

.6 обмеження крутного моменту на валу відбору потужності (у разі потреби);

.7 продування камер згоряння турбін і газовідводу від рідкого та газоподібного палива, яке накопичилося, перед запаленням при пуску або після невдалого пуску (див. 8.1.17).

Пускові пристрої повинні бути влаштовані таким чином, щоб процес запалення припинявся і головний клапан закривався при несправності запалення, спрацюванні захистів і зупинках ГТД.

8.7.2 Кожна силова турбіна ГТД повинна мати граничний вимикач (за обертами), безпосередньо з'єднаний із валом турбіни.

Граничний вимикач та виконуючі органи системи захисту повинні мати високу швидкість дії, але не повинні допускати можливість розгону турбіни більше встановленої граничної частоти обертання.

Гранична частота обертання не повинна перевищувати номінальну більше ніж на 15%.

8.7.3 Головні ГТД, які працюють на гребний гвинт, окрім граничного вимикача повинні мати регулятор швидкості, який обмежує частоту обертання силової турбіни при зміні навантаження до вводу в дію граничного вимикача.

Настроювання регулятора швидкості повинне бути виконане таким чином, щоб частота обертів силової турбіни не перевищувала номінальну частоту обертання більше ніж на 8%.

При зниженні подачі палива регулятором не допускається зупинка ГТД.

ГТД, які приводять генератори, повинні мати регулятори частоти обертання, що відповідають вимогам 2.11.3 – 2.11.5.

8.7.4 Головний ГТД повинний забезпечувати стоянку в постійній готовності протягом не менше 60хв. у режимі «стоп – гвинт» з можливістю дати хід негайно після одержання команди.

При здійсненні режиму «стоп – гвинт» допускається обертання гребного вала з частотою не більше 3хв^{-1} .

Необмежена у часі двадцятихвилинна готовність ГТД повинна передбачати протягом 20хв. можливість пуску ГТД, його прогрівання, а також надання руху.

8.7.5 Повинні виконуватися вимоги підрозд. 2.4 частини XV «Автоматизація».

8.7.6 Головні і допоміжні ГТД повинні бути обладнані пристроєм для екстреної зупинки ГТД на будь-якому режимі роботи не менше ніж двома незалежними засобами.

При керуванні з ходового містка повинна бути забезпечена можливість екстреної зупинки ГТД з поста керування в машинному відділенні поблизу ГТД.

8.7.7 Маневровий пристрій ГТД з турбіною заднього ходу повинний відповідати вимогам **3.6.1** і **3.6.2**.

Маневрові клапани переднього і заднього ходу повинні бути заблоковані. При будь-якому положенні маневрових клапанів повинні забезпечуватися достатні запаси стійкої роботи компресорів ГТД.

На ГТД повинний бути місцевий пост керування турбіною заднього ходу.

8.7.8 Система захисту ГТД, крім граничного вимикача, повинна забезпечувати повне припинення подачі палива за наступними параметрами:

- .1** падінні тиску мастила в системі нижче допустимого;
- .2** підвищенні температури газу перед або за турбіною понад допустиму;
- .3** граничному значенні рівня вібрації;
- .4** зриві факелу;
- .5** перевищенні частоти обертання компресора низького тиску вище граничної (для трьохвальних ГТД з вільною турбіною гвинта і газовим реверсом);
- .6** граничному осьовому зміщенні будь-якого ротора;
- .7** аварійній загазованості машинно-котельного відділення при роботі на газі.

У аварійних випадках повинна бути передбачена можливість ручного припинення подачі палива з поста керування поблизу ГТД.

Виробник може вводити додаткові захисти залежно від конструкції ГТД.

8.7.9 Автоматизовані головні ГТД повинні відповідати вимогам частини XV «Автоматизація».

8.7.10 Система керування ГТД повинна відповідати також вимогам підрозд. **2.5, 3.1–3.3** частини VII «Механічні установки».

8.7.11 Робоче середовище системи керування не повинне при низьких температурах згущатися та бути легкозаймистим.

Система фільтрів і теплообмінних апаратів повинна забезпечувати необхідну температуру і чистоту робочого середовища.

8.7.12 Для головного ГТД повинна бути передбачена можливість контролю показань штатних тахометрів.

8.7.13 Системи керування ГТД, призначених для приводів генераторів, повинні задовольняти вимоги **2.11.3 – 2.11.7**.

8.8 КОНТРОЛЬНО-ВИМІРЮВАЛЬНІ ПРИЛАДИ

8.8.1 Пост керування головного ГТД повинний бути обладнаний приладами для виміру параметрів відповідно до **8.7.9** і пристроями, зазначеними у **3.7.2.2 – 3.7.2.4**, а також приладами, необхідними для проведення теплотехнічного контролю за роботою ГТД.

8.8.2 Для допоміжних ГТД пост керування повинний бути обладнаний приладами для вимірювання наступних параметрів:

- .1** частоти обертання ротора;
- .2** тиску мастила перед ГТД;
- .3** тиску палива перед ГТД;
- .4** температури мастила перед ГТД;
- .5** температури газу перед турбіною або за нею.

8.8.3 Якщо головний ГТД обладнаний системою контролю і діагностики технічного стану для визначення можливих несправностей в експлуатації, обсяг параметрів такої системи повинний бути погоджений з Регістром для кожного типу ГТД.

8.9 ТЕПЛОУТИЛІЗАЦІЙНИЙ КОНТУР ГТД

8.9.1 За наявності в газотурбінних агрегатах теплоутилізаційного контуру парова турбіна повинна відповідати вимогам розд. **3** цієї частини, а утилізаційний котел – вимогам частини X «Котли, теплообмінні апарати і посудини під тиском».

8.9.2 Теплоутилізаційні контури повинні бути обладнані системами для створення вакууму в конденсаторі до пуску ГТД або під час пуску ГТД.

Конденсатор повинний мати захист від перевищення тиску вище допустимого.

8.9.3 Повинне бути передбачене автоматичне відключення валоповертаючого пристрою парової турбіни на початку обертання ротора.

8.9.4 При використанні на двовальному судні двох ГТД з теплоутилізаційними контурами допускається використання перехресного режиму роботи, коли на гребний вал одного борту працює ГТД, а на вал другого борту – парова турбіна.

В цьому випадку повинні використовуватися швидкоз'єднувальні муфти, працездатність яких перевіряється за спеціальною програмою, схваленою Регістром.

8.9.5 Системи утилізаційних паротурбінних установок повинні відповідати вимогам розділів **17 ÷ 19** частини **VIII** «Системи і трубопроводи».

8.10 ВИМОГИ ДО ГТД, ЯКІ ВИКОРИСТОВУЮТЬ ПРИРОДНИЙ ГАЗ, ЯК ПАЛИВО

8.10.1 Вимоги цього підрозділу поширюються на ГТД, що встановлені на судах (газовозах) та інших судах, які використовують природний газ (метан) як паливо (див. **1.1.3** частини **VII** «Механічні установки»).

Судно (газовоз) в цьому випадку повинне бути обладнане установкою підготовки газу, що випаровується, для використання в ГТД.

8.10.2 На ГТД, які працюють на газовому паливі, поширюються вимоги підрозділів **8.1 – 8.9**. ГТД, які призначені до установки на судах зі знаком **GFS** у символі класу (див. **2.2.27** частини **I** «Класифікація» Правил класифікації та побудови суден), повинні додатково відповідати вимогам **6.8.6** частини **VI** «Протипожежний захист».

8.10.3 Пуск ГТД і робота на всіх експлуатаційних режимах виконується на газовому паливі.

8.10.4 В газовому паливі, яке поступає в ГТД, не повинно бути рідких фракцій.

8.10.5 Трубопроводи подачі газового палива повинні відповідати вимогам підрозділу **13.12** частини **VIII** «Системи і трубопроводи».

8.10.6 При роботі на газовому паливі повинні виконуватися вимоги **2.4** частини **XV** «Автоматизація».

8.10.7 При припиненні подачі газового палива ГТД повинний автоматично зупинятися за допомогою швидкозап'яного клапана, який повинний бути розташований якомога ближче до ГТД.

8.10.8 Повинний бути передбачений пристрій для ручного відключення подачі газового палива, який розташований безпосередньо біля ГТД.

Крім того, ручне відключення повинне бути передбачене із декількох місць в машинному відділенні, з приміщення ззовні машинного відділення та з ходового містка.

8.10.9 В машинному відділенні повинна бути передбачена АПС гранично допустимої концентрації газу, яка відповідає 30% від нижньої межі займання, з виводом сигналу в ЦПК.

Подача газу до ГТД повинна автоматично припинятися при досягненні концентрації газу в машинному відділенні 60% від нижньої межі займання. При цьому повинні виконуватися вимоги **8.4.5**.

8.10.10 Робота ГТД на двох видах палива (рідкому та газоподібному) потребує використання спеціальної паливної апаратури, яка повинна бути погоджена з Регістром.

Вимоги при роботі ГТД на газовому паливі, які викладені в цьому розділі, в цьому випадку зберігаються.

8.10.11 Газовипускні системи ГТД повинні бути обладнані відповідним чином сконструйованими і установленими системами скидання тиску з урахуванням можливості вибухів внаслідок витоків газу, за винятком випадків, коли вони спроектовані із запасом міцності, що дозволяє витримати найгірший випадок надлишкового тиску внаслідок запалення цих витоків.

Системи скидання тиску в газовипускних каналах повинні бути виведені в безпечне місце, не наносячи шкоди персоналу.

Газовипускні системи повинні мати конфігурацію, що запобігає будь-якому скупченню не згорілого газоподібного палива;

8.10.12 ГТД може розташовуватися в газонепроникній оболонці, що має обладнання відповідно до принципу обладнання ESD (див. **2.10.4.4.3** частини VII «Механічні установки» і **13.11.6** частини VIII «Системи і трубопроводи»), проте у межах цієї оболонки може бути допущене розміщення труб подачі газу з тиском, що перевищує 1 МПа.

8.10.13 Системи виявлення газу і функції відключення повинні бути такими, якими вони визначені для машинних приміщень, захищених обладнанням ESD .

8.10.14 Вентиляція для оболонки повинна відповідати вимогам **12.14** частини VIII «Системи і трубопроводи» для машинних приміщень, захищених обладнанням ESD, проте крім того повинне бути передбачене повне її резервування (із продуктивністю вентиляторів $2 \times 100\%$, що одержують живлення від різних електричних ланцюгів).

8.10.15 Для ГТД, які працюють не тільки на газовому паливі (див. **8.10.10**), повинна бути передбачена автоматична система неутрудненого і швидкого та простого переходу зі споживання газового палива на споживання рідкого палива і навпаки, з мінімальними відхиленнями від середнього значення потужності установки.

8.10.16 Повинні бути передбачені засоби контролю і виявлення неповного згоряння, яке може привести до влучення не згорілого палива в газовипускну систему в ході експлуатації. У випадку виявлення цього подача газового палива повинна бути припинена.

8.10.17 Кожний ГТД повинний бути обладнаний автоматичним пристроєм зупинки при перевищенні максимального значення температури вихідних газів.

9. ГАЗОВІ ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

9.1 ЗАГАЛЬНІ ВИМОГИ

9.1.1 Вимоги цього розділу застосовуються до двопаливних двигунів внутрішнього згоряння (ДПД) із запаленням від стиску, які працюють на судновому паливі та природному газі (метані), та до двигунів внутрішнього згоряння (ГПД), які працюють лише на природному газі (метані)¹⁰.

Вимоги **9.2 — 9.11** застосовні до всіх крейцкопфних двигунів, а також до тронкових двигунів, що працюють на газі з максимальним робочим тиском газу більше, ніж 1,0МПа.

Вимоги **9.2, 9.3, 9.12, 9.13** застосовні до тронкових двигунів, що працюють на газі з максимальним тиском газу не більше, ніж 1,0МПа. При цьому газ може запалюватися як за допомогою запального палива, так і за допомогою спеціальних запальних пристроїв і може подаватися:

- у повітряний ресивер, продувний простір або до вхідного отвору впускного каналу кришки циліндрів; або

- бути змішаним з повітрям до турбонагнітача («двигуни з попереднім сумішоутворенням»).

9.1.2 Окремі вимоги щодо застосування ДПД наведені в **4.1 — 4.2** частини VII «Механічні установки» і в **5.5.1** цієї частини.

9.1.3 Двигуни, призначені для встановлення на судах із знаком GFS¹¹ в символі класу судна повинні додатково відповідати вимогам підрозд. **9.14**.

9.2 ВИЗНАЧЕННЯ І ПОЯСНЕННЯ

9.2.1 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 вживаються такі визначення:

Визнані стандарти – такі міжнародні або національні стандарти, застосування яких погоджено Регістром, а також стандарти, розроблені і підтримувані визнаної Регістром організацією, яка відповідає стандартам, прийнятим ІМО.

Газ (газове паливо) – рідке середовище, що має абсолютний тиск пари більше 0,28МПа при температурі 37,8 °С.

Газ низького тиску – газ, тиск якого становить не більше 1,0МПа.

Газовий двигун – двигун, що працює на двох видах палива (ДПД) або двигун, що працює на газовому паливі (ГПД).

Газовий трубопровід – трубопровід, що містить газ або суміш повітря з газом, включаючи вентильовані трубопроводи.

Двигун з попереднім сумішоутворенням – двигун, у якому газ подається у вигляді суміші з повітрям перед турбонагнітачем.

Двигун, що працює на газовому паливі (ГПД) – двигун, здатний працювати тільки на газовому паливі і не здатний працювати на судновому паливі.

Двопаливний двигун (ДПД) – двигун, який може використовувати природний газ як паливо одночасно з судновим паливом, при застосуванні суднового палива в кількості, необхідній для згоряння (запальне паливо) або з більшою кількістю суднового палива (у режимі роботи на газовому паливі), а також може працювати тільки на судновому дизельному паливі (у режимі роботи на дизельному паливі).

Запальне паливо – суднове паливо, яке подається в циліндр для запалення суміші газу з повітрям у ДПД.

¹⁰ Див. **1.1.3** частини VII «Механічні установки».

¹¹ Див. «**2.2.27**. Знак обладнання судна для використання газу як палива» частини I «Класифікація».

Здвоєний запірний клапан зі спускним вентилем (33КзСВ)¹² – група клапанів, на яку є посилання в наступних документах:

Кодексі МКГ, пункт **16.4.5**;

Кодексі МГП, пункти **2.2.9 і 9.4.4 — 9.4.6**.

Клапан подачі газу – клапан або форсунка, що керують подачею газу в циліндр (циліндри) відповідно до фактичної потреби двигуна в газі.

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

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

Концепція безпеки – документ, що описує філософію безпеки відносно газу як палива, ризики, пов'язані з даним типом палива, керування ризиками при розглянутих позаштатних ситуаціях, можливі сценарії відмов і заходи щодо керування ними, включаючи докладну оцінку ризику одержання травми при можливому вибуху.

Метанове число – показник, що характеризує детонаційну стійкість газового палива, чисельно рівний об'ємному відсотковому вмісту метану в суміші з воднем, при якому ця суміш еквівалентна по детонаційній стійкості досліджуваному паливу в стандартних умовах випробувань (при цьому метанове число метану становить 100, а водню – 0).

Нижча теплотворна здатність – кількість теплоти, виділюваної при повному згорянні палива без конденсації водяної пари.

Перелік устаткування вибухозахищеного виконання – електричне устаткування, сертифіковане відповідно до рекомендацій, опублікованих Міжнародною Електротехнічною Комісією (МЕК), зокрема, у стандарті МЕК 60092-502:1999 або визнаних еквівалентних стандартах. Сертифікація електричного устаткування повинна відповідати категорії і групі метану.

Приміщення двигунів – машинне приміщення або закритий простір, у якому перебувають двигуни, що використовують газ як паливо.

Станція підготовки газу – система відсічних клапанів з ручним або дистанційним керуванням, вентиляційних клапанів, датчиків тиску газу і передавальних пристроїв, клапан регулювання тиску газу і газовий фільтр, застосовувані для керування подачею газу до кожного споживача газу, а також з'єднання, призначені для продування інертним газом.

9.3 АНАЛІЗ РИЗИКІВ

9.3.1 Обсяг аналізу ризиків.

Аналіз ризиків повинен розглядати:

- несправність або відмова будь-якої системи або деталі, задіяної в забезпеченні роботи двигуна на газовому паливі;

- витік газу після станції підготовки палива;

безпека двигуна у випадку спрацювання системи зупинки двигуна або припинення подачі електричної енергії при роботі на газовому паливі;

- взаємозв'язки між двигуном і системою подачі газу.

При аналізі ризиків необхідно враховувати, що відмова зовнішніх систем, що обслуговують двигун (системи зберігання палива або подачі газового палива) може викликати необхідність у відповідних

¹² Двв. також **2.10.1.2** частини VII «Механіці установки».

діях системи керування й моніторингу стану двигуна у випадку спрацювання сигналізації і при позаштатних ситуаціях, а також необхідність у додатковому підвищенні безпеки двигуна.

9.3.2 Форма аналізу ризиків.

Аналіз ризиків повинен проводитися відповідно до вимог міжнародного стандарту ISO 31010:2009: «Менеджмент ризику. Методи оцінки ризику» (в Україні - ІЕС/ISO 31010:2013) або інших визнаних стандартів.

Аналіз повинен ґрунтуватися на концепції одиничної відмови; це означає, що одночасно повинна розглядатися тільки одна несправність.

Слід розглядати як очевидні, так і неочевидні відмови. Також повинні розглядатися послідовності відмов, тобто несправності компонентів, викликувані одиничною відмовою іншого компонента.

9.3.3 Процедура аналізу ризиків.

Аналіз ризиків повинен:

.1 визначати всі можливі відмови розглянутого устаткування і систем, які можуть привести:

до наявності газу в компонентах або місцях, не спроектованих для цієї мети, і/або

до загоряння, пожежі або вибуху;

.2 містити оцінку наслідків відмови;

.3 указувати метод виявлення відмови (при необхідності);

.4 у випадку неможливості зниження ризику необхідно передбачити коригувальні дії при конструюванні системи (резервування елементів, додавання в конструкцію захисних пристроїв, систем моніторингу і сигналізації, що дозволяють здійснювати експлуатацію системи з обмеженнями), а також при роботі системи (включення резервування, перехід до альтернативного режиму експлуатації).

Результати аналізу ризиків повинні бути задокументовані.

9.3.4 Устаткування і системи, які підлягають аналізу.

Аналіз ризиків, повинен містити в собі, по крайній мірі:

.1 відмова систем і компонентів, що мають відношення до подачі газу:

трубопроводи подачі газу і їхній захист (при наявності);

клапани подачі газу до циліндра двигуна.

При цьому відмови компонентів газової системи, що не входять у конструкцію двигуна (запірні клапани та інші елементи станції підготовки газу) можуть не розглядатися при аналізі;

.2 відмова системи запалення палива (системи подачі запального палива, або свічок запалювання);

.3 відмова системи, що керує складом горючої суміші (пристрій перепуску повітря, клапан контролюючий тиск газу тощо);

.4 відмова елементів, які можуть вплинути на процес запалення палива у двигунів з попереднім (до турбонагнітача) сумішоутворенням («гарячі точки»);

.5 відмови при згорянні газу, або неналежне його згоряння (пропуски запалення, детонація);

.6 відмова систем контролю, керування і захисту двигуна. При цьому, якщо двигун має вбудовану систему керування, повинен бути представлений аналіз характеру відмов і їхніх наслідків відповідно до вимог **9.3.4.1 — 9.3.4.3**;

.7 позаштатне проникнення газу в компоненти двигуна (наприклад, повітряний ресивер, випускний колектор ДПД і ГПД) і в зовнішні системи, що мають з'єднання із двигуном (наприклад, газовипускна система);

.8 зміна режимів роботи ДПД;

.9 потенційна небезпека скупчення газового палива в картері двигунів, у яких простір під поршнем прямо сполучаються з картером (див. п. **10.3.1.2** Кодексу МГП).

9.4 УМОВИ РОБОТИ НА ПАЛИВІ ДВОХ ВИДІВ

9.4.1 ДПД при роботі на паливі двох видів повинні обладнатися пристроями подачі запального палива з наступною подачею газового. При цьому повинен бути забезпечений можливо швидкий перехід з газового палива на суднове.

Подача запального палива в кожний циліндр повинна забезпечуватися на всіх режимах роботи ДПД.

9.4.2 Пуск ДПД, робота на задній хід здійснюється тільки на судновому паливі.

9.4.3 При роботі ДПД на змінних режимах, маневруванні судна, швартовних операціях повинне використовуватися тільки суднове паливо.

9.4.4 При раптовому припиненні подачі газового палива ДПД повинен продовжити роботу на судновому паливі без зупинки.

9.4.5 ДПД повинні бути постачені датчиками захисту, що виключають одночасну подачу газового палива і повну подачу суднового палива.

9.5 ЗАХИСТ КАРТЕРІВ

9.5.1 Картери ДПД повинні бути обладнані запобіжними клапанами в районі кожного кривошипа колінчастого вала. Конструкція і тиск спрацювання запобіжних клапанів повинні визначатися з урахуванням можливого вибуху витоків, що нагромадилися в картері, газового палива.

9.5.2 Якщо як ДПД застосовується тронковий двигун, картер повинен бути захищений у таким чином:

.1 повинна бути передбачена вентиляція картерів, що перешкоджає нагромадженню витоків газового палива. При цьому кінці повітряних труб повинні бути виведені в безпечне місце і обладнані вогнеперешкоджувачами;

.2 повинні бути встановлені датчики виявлення витоків газового палива або інше еквівалентне устаткування. Рекомендується установка пристрою автоматичного впуску інертного газу;

.3 повинна бути передбачена установка датчика концентрації масляного туману в картері.

9.5.3 Якщо як ДПД застосовується крейцкопфний двигун, картер двигуна повинен бути обладнаний датчиком концентрації масляного туману або системою контролю температури підшипників двигуна.

9.6 ЗАХИСТ ПІДПОРШНЕВИХ ПРОСТОРІВ КРЕЙЦКОПФНИХ ДПД

9.6.1 Підпоршневі простори повинні обладнатися датчиками виявлення витоків газового палива або іншими рівноцінними пристроями.

9.7 ВПУСКНА І ГАЗОВИПУСКНА СИСТЕМИ

9.7.1 Впускні трубопроводи і ресивери наддувного повітря, а також газовипускні колектори повинні бути обладнані запобіжними клапанами або іншими захисними пристроями.

Для двигунів, які працюють на газі з максимальним робочим тиском газу не більше ніж 1,0 МПа допускається застосування інших конструктивних рішень за умови надання розрахунків, що обґрунтовують, або експериментальних даних.

9.7.2 Газовипускні трубопроводи від ДПД не повинні поєднуватися з газовипускними трубопроводами від інших двигунів, парових котлів та інсинераторів.

9.7.3 Газовипускні трубопроводи повинні обладнатися засобами ефективного продування.

9.8 ТРУБОПРОВОДИ ПУСКОВОГО ПОВІТРЯ

9.8.1 Патрубки трубопроводу пускового повітря, які йдуть до кожного циліндра, повинні бути обладнані відповідно з вимогами 2.9.2.

9.9 КОНТРОЛЬ ЗГОРЯННЯ

9.9.1 Обсяг контролю повинен бути встановлений і поданий на схвалення з урахуванням аналізу характеру відмов і їхніх наслідків для всіх елементів ДПД, що впливають на процес згоряння.

Мінімальний обсяг контролю, вид автоматичного захисту і АПС наведено в табл. 9.9.1.

Таблиця 9.9.1

№ з/п	Параметр, що контролюється або деталь ДПД	Місце заміру або умови контролю	Граничне значення параметрів (АПС) або ознаки несправності	Автоматичне закривання клапанів подачі газового палива	Індикація в ЦПК
1	Газові клапани і форсунки запалювального палива	Кожний циліндр	Заклинення газового клапану у відкритому стані	X	Постійна
		На виході із кожного циліндра	Пропуски спалахів	X	Постійна
2	Температура випускних газів	Відхилення від середнього значення	Макс.	X	Постійна
3	Тиск згоряння	У кожному циліндрі.	Макс.	X	Постійна
		Відхилення від середнього значення	Макс.	X	По виклику
4	Тиск подачі газового палива	На вході в двигун	Мін.	X	Постійна

9.10 ПІДВЕДЕННЯ ГАЗОВОГО ПАЛИВА

9.10.1 На вході в колектор подачі газового палива до циліндрів ДПД повинен установлюватися вогнеперешкоджувач.

9.10.2 Повинне бути передбачене обладнання для ручного відключення подачі газового палива до ДПД із місцевого поста керування.

9.10.3 Трубопроводи подачі газового палива повинні відповідати вимогам **13.12** частини VIII «Системи і трубопроводи».

9.10.4 Сполука газового колектору двигуна із судновим трубопроводом газового палива повинне забезпечувати необхідну піддатливість.

9.10.5 З'єднання колектору подачі газового палива з газовими клапанами циліндрів повинні бути укладені в труби або канали.

9.11 ВІДКЛЮЧЕННЯ ПОДАЧИ ГАЗОВОГО ПАЛИВА

9.11.1 Відключення подачі газового палива до ДПД шляхом автоматичного закриття клапанів на двигуні повинне виконуватися, якщо ДПД зупинився за будь-якої невідомої причини або у випадках, зазначених в **9.5.2.2**, **9.5.2.3**, **9.5.3**, **9.6.1**, **9.9.1** цієї частини, а також в **13.12.3-1** або **13.12.3-3** частини VIII «Системи і трубопроводи».

9.11.2 Рекомендується, щоб головний відсічної газовий клапан підведення газового палива до колектору закривався автоматично при несправності клапанів подачі газового палива в камери згоряння ДПД (див. **9.9.1** цієї частини, а також **13.12.6** частини VIII «Системи і трубопроводи»).

9.11.3 Подача газового палива до ДПД повинна автоматично припинятися при досягненні концентрації газу в машинному приміщенні 60% від нижньої межі займистості. При цьому повинні виконуватися вимоги **9.4.4**.

9.12 КОНСТРУКЦІЯ ДПД І ГПД

9.12.1 Загальні принципи проектування.

9.12.1.1 Повинні бути зазначені склад газового палива, що допускається проєктантом, мінімальне і, якщо застосовне, максимальне метанове число.

9.12.1.2 Компоненти, що містять або здатні містити газ, повинні бути спроектовані таким чином, щоб:

- знизити ризик виникнення пожежі і вибуху до рівня, відповідного до ризику для двигуна, що використовує тільки суднове паливо;

- знизити наслідки можливого вибуху до рівня, що допускається, з урахуванням міцності компонентів або наявності запобіжних обладнань схваленого типу. При цьому запобіжне обладнання повинне бути обладнане вогнеперешкоджувачами, їхня конструкція повинна запобігти проникненню полум'я в приміщення двигунів, а персонал, інші компоненти двигуна і системи не повинні одержувати ушкоджень і зазнати небезпеки при їхньому спрацюванні.

Також повинні бути виконані вимоги **10.2** і **10.3** Кодексу МГП.

9.12.2 Вимоги до конструкції двигуна і газового трубопроводу, який є компонентом двигуна.

9.12.2.1 Трубопровід повинен бути спроектований відповідно до критеріїв, застосовних до газового трубопроводу (розрахунковий тиск, товщина стінки, матеріали, метод виготовлення трубопроводу, сполучні деталі тощо) на підставі вказівок, наведених у главі 7 Кодексу МГП.

Відносно двигунів, призначених для установки на газовозах застосовні пункти **5.1 — 5.9 і 16** Кодексу МКГ.

9.12.2.2 Трубопроводи і устаткування, що містить газ є небезпечною зоною 0 (див **12.5.1** Кодексу МГП).

Простір між трубопроводом, що містить газ, і зовнішнім трубопроводом або каналом є небезпечною зоною 1 (див. **12.5.2.6** Кодексу МГП),

9.12.2.3 Трубопроводи з подвійними стінками системи подачі газового палива двигуна повинні бути спроектовані відповідно до принципів і вимог пункту **9.6** Кодексу МГП).

Відносно двигунів, призначених для установлення на газовозах застосовується пункт **16.4.3** Кодексу МКГ.

9.12.2.4 Вимоги до конструкції трубопроводу/каналу з подвійними стінками приводяться в **7.4.1.4 і 9.8** Кодексу МГП,

Розташування забірної отвору вентиляції, у випадку її наявності, для трубопроводу з подвійними стінками повинне відповідати вимогам пункту **13.8.3** Кодексу МГП. Відносно двигунів, призначених для установки на газовозах застосовні вимоги пункту **16.4.3.2** Кодексу МКГ.

Трубопровід/канал повинен бути випробуваний відповідно до вимог **21.2.1** частини VIII «Системи і трубопроводи» з метою перевірки його газонепроникності та перевірки того, що трубопровід витримає очікуваний найбільший тиск газу при розгерметизації газового трубопроводу.

9.12.2.5 Альтернативна конструкція.

Трубопровід подачі газу з одинарною стінкою застосовується тільки в наступних випадках:

- для двигунів, установлених у приміщеннях механізмів, обладнаних пристроями аварійного відключення (ПАВ), як зазначено в **5.4.1.2** Кодексу МГП та інших застосовних частинах Кодексу МГП (наприклад, **5.6**);

- у випадку, якщо газ надходить безпосередньо у впускний отвір для повітря на кожному із циліндрів двигуна з низьким тиском таким чином, що одинична відмова не приведе до надходження газового палива в машинне приміщення.

Відносно двигунів, призначених до установки на газовозах застосовуються вимоги Кодексу МКГ.

У випадку витоку газу в приміщеннях, обладнаних ПАВ, що приводить до зупинки двигуна(ів) у цьому приміщенні, повинна зберігатися обґрунтована швидкість ходу судна, а також його керованість і підтримуватися працездатність відповідального обладнання і систем, що забезпечують без-пеку плавання (див. **2.1.16** частини VII «Механічні установки»).

9.12.2.6 Концепція безпеки повинна включати інформацію про те, який трубопровід подачі газу використовується: альтернативна конструкція або трубопровід з подвійними стінками.

9.12.2.7 Система наддування повітря.

Система наддування двигуна повинна відповідати вимогам **9.12.1.2**.

У випадку установлення на судні одного двигуна, цей двигун повинен бути здатний виробляти і підтримувати потужність, достатню для збереження обґрунтованої швидкості ходу судна, і підтримання працездатності відповідального обладнання після спрацювання запобіжного обладнання систем наддування у зв'язку з вибухом з урахуванням конструкції двигуна (застосування одиночної або багатоеlementної систем наддування) і конструкції запобіжного обладнання (клапан, що сам закривається, або розривна мембрана).

9.12.2.8 Газовипускна система.

Газовипускна система двигуна повинна відповідати вимогам **9.12.1.2**.

У випадку установлення на судні одного двигуна, цей двигун повинен бути здатний виробляти і підтримувати потужність, достатню для збереження обґрунтованої швидкості ходу судна і підтримки працездатності відповідального обладнання після спрацювання запобіжного обладнання газовипускної системи у зв'язку з вибухом.

При цьому тривалий випуск відпрацьованих газів двигуна (через розривну мембрану, що спрацювала) у машинне або інше закрите приміщення не допускається.

9.12.2.9 Картер двигуна.

9.12.2.9.1 Запобіжні клапани картерів двигунів повинні відповідати вимогам **2.3.5** (див. також **10.3.1.2** Кодексу МГП).

9.12.2.9.2 Інертизація.

З метою проведення технічного обслуговування картер двигуна повинен мати з'єднання для проведення інертизації і вентиляції картера, а також виміру концентрації газу. Для зазначених цілей можливе застосування інших технічних рішень.

9.12.2.10 Запалення газу в циліндрі.

Повинні бути виконані застосовні вимоги **10.3** Кодексу МГП.

Відносно двигунів, призначених для установлення на газозаправниках, повинні бути виконані застосовні вимоги **16.7** Кодексу МКГ.

9.12.2.11 Системи керування, моніторингу, аварійно-попереджувальної сигналізації (АПС) і захисту.

Система керування двигуном повинна бути незалежною і окремою від системи захисту.

Клапани, що подають газ повинні контролюватися системою керування двигуном або системою подачі газу.

Згоряння повинне контролюватися в кожному окремому циліндрі.

У випадку виявлення незадовільного згоряння в окремому циліндрі використання газу може допускатися при умовах, зазначених у пункті **10.3.1.6** Кодексу МГП.

Якщо контроль згоряння в кожному окремому циліндрі не представляється можливим внаслідок розміру і конструкції двигуна, можливе здійснення загального контролю над згорянням.

Для газових двигунів повинні бути передбачені додатковий контроль і захист відповідно до вимог табл. 9.12.2.11. у випадку, якщо аналіз ризиків, виконаний відповідно до **9.3** не доводить зворотного.

9.12.2.12 Клапани подачі газу.

Клапани подачі газу повинні бути вибухозахищеного виконання, підтверджуваного свідоцтвом, виданим компетентною організацією з урахуванням наступного:

- внутрішня частина клапана містить газ і повинна бути вибухозахищеного виконання, підтверджуваного свідоцтвом на відповідність вимогам до Зони 0;

- якщо клапан розташований усередині трубопроводу або каналу відповідно до **9.12.2.3** і **9.12.2.4**, зовнішня частина клапана повинна бути вибухозахищеного виконання, підтверджуваного свідоцтвом відповідності вимогам до Зони 1;

- якщо застосовується трубопровід подачі газу з одинарною стінкою, а клапан установлений у приміщеннях механізмів, обладнаних ПАВ з урахуванням **9.12.2.5** і **9.12.2.6**, то для зовнішньої частини клапана сертифікація не потрібна за умови, що подача енергії до нього припиняється при ви-явленні газу в приміщенні.

Якщо клапани подачі газу не сертифіковані для зони, у якій передбачається їхнє застосування, то повинне бути документально підтверджене, що вони придатні для використання в цій зоні.

Документація і аналіз повинні ґрунтуватися на стандартах ІЕС 60079-10-1:2015 (в Україні ДСТУ EN 60079-10-1:2018) або ІЕС 60092-502:1999.

Таблиця 9.12.2.11 Функції систем контролю і захисту для ДПД (при роботі двигуна на газовому паливі) і ГПД

Контрольований параметр	Сигнал АПС	Автоматична активація ЗЗКЗСВ ⁷	Автоматичне перемикання двигуна на режим роботи на рідкому паливі ¹	Зупинка двигуна
1	2	3	4	5
Неналежний тиск у трубопроводі подачі газового палива	X	X	X	X ⁵
Несправність системи подачі газового палива	X	X	X	X ⁵
Несправність системи подачі запального палива або системи запалення газу	X	X ²	X	X ^{2, 5}
Підвищена температура випускного газу після кожного циліндра	X	X ²	X	X ^{2, 5}
Знижена середня температура випускного газу після кожного циліндра ³	X	X ²	X	X ^{2, 5}
Відмова (включаючи пропуск запалювання, детонацію, нестійке згоряння) системи запалення газу або неналежний тиск у циліндрі двигуна	X	X ^{2, 4}	X ⁴	X ^{2, 4, 5}
Перевищення допустимої концентрації масляного туману в картері або температури підшипника ⁶	X	X		X
Перевищення тиску в картері ⁴	X	X	X	
Зупинка двигуна через будь-яку причину	X	X		
Відмова в системі контролю/керування ЗЗКЗСВ ⁷	X	X	X	
¹ Тільки для ДПД (при роботі двигуна на газовому паливі). ² Для ГПД спрацювання ЗЗКЗСВ і зупинка двигуна можуть не відбуватися у випадку спостереження відмови тільки для одного циліндра за умови, що зазначений циліндр може бути відключений окремо, а безпечна робота двигуна в таких умовах підтверджена при аналізі ризиків. ³ Потрібно тільки у випадку, якщо це необхідно для виявлення пропуску в запалюванні. ⁴ У випадку, коли відмова може бути усунута в автоматичному режимі, може активуватися тільки АПС. Якщо відмова не ліквідована після заданого часу, повинний спрацювати захист. ⁵ Тільки для ГПД. ⁶ Якщо потрібно відповідно до 2.3 ⁷ ЗЗКЗСВ – здвоєний запірний клапан зі спускним вентилем				

9.13 ДОДАТКОВІ ВИМОГИ ДО КОНСТРУКЦІЇ

9.13.1 ДПД.

9.13.1.1 Загальні положення.

Максимальна тривала потужність двигуна при роботі на газовому паливі може бути менше, максимальної тривалої потужності при роботі на судовому паливі.

Максимальна тривала потужність двигуна при роботі на газовому паливі, що залежить, у тому числі, від властивостей газового палива і відповідні до цієї потужності умови експлуатації ДПД повинні бути зазначені в технічній документації і підтверджені під час типових випробувань.

9.13.1.2 Пуск, зміна режимів роботи ДПД і зупинка.

ДПД повинні бути спроектовані для роботи як на судовому, так і на газовому паливі як основному паливі і на рідкому запальному паливі, що подається з метою запалення.

Швидкий процес перемикання з режиму роботи двигуна на газовому паливі повинен бути можливий при всіх потужностях і всіх параметрах роботи двигуна.

Можливість перемикання з режиму роботи двигуна на рідкому паливі повинна бути обмежена тими потужностями і параметрами роботи двигуна, при яких під час випробувань була продемонстрована надійність і безпека перемикання.

Процес перемикання між режимами роботи на різних типах палива повинен бути автоматизований з можливістю ручного переривання на всіх режимах роботи двигуна. При цьому двигун повинен бути здатний продовжувати тривалу роботу на новому виді палива без перерви у виробленні енергії.

У випадку відключення подачі газового палива ДПД повинен бути здатний продовжити тривалу роботу тільки на рідкому паливі.

9.13.1.3 подача запального палива.

Наявність подачі запального палива повинна контролюватися шляхом перевірки тиску запального палива і параметрів згоряння, або іншим способом. У випадку відсутності подачі запального палива подача газового палива в ДПД повинна бути неможлива.

9.13.2 ГПД.

9.13.2.1 Система запалення палива.

У випадку відмови системи запалення палива двигун повинен бути зупинений, за винятком випадків, коли ця відмова обмежена одним циліндром, подача газу до якого негайно припинена і за умови, що можливість безпечної роботи двигуна в цьому режимі визначена в аналізі ризиків і підтверджена при випробуваннях.

9.13.3 Двигуни з попереднім сумішоутворенням.

9.13.3.1 Система подачі суміші.

Повітряний ресивер, турбонагнітач, повітряний охолоджувач та інші елементи системи наддування повинні розглядатися як елементи системи подачі газу. Відмови компонентів, які можуть привести до витоку газу, повинні бути розглянуті в ході аналізу ризиків відповідно до 9.3.

Якщо в аналізі ризиків не зазначене інше, перед кожною кришкою циліндра повинні бути встановлені вогнеперешкоджувачі з урахуванням конструктивних особливостей двигуна, таких як концентрація газу в системі подачі суміші, довжина трубопроводів газоповітряної суміші в системі наддування та інших.

9.14 ДОДАТКОВІ ВИМОГИ ДО ГАЗОВИХ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ, ЯКІ ПРИЗНАЧЕНІ ДЛЯ УСТАНОВЛЕННЯ НА СУДНАХ ЗІ ЗНАКОМ *GFS* В СІМВОЛІ КЛАСУ СУДНА

9.14.1 Загальні вимоги до двигунів внутрішнього згоряння.

9.14.1.1 Газовипускна система повинна бути обладнана системою вентиляції, що знижує тиск газів, що утворюються при вибуху, яка має достатню продуктивність для того щоб запобігти надлишковому тиску при вибуху у випадку відмови запалювання в одному із циліндрів, що супроводжується запаленням незгорілого газу в системі.

Примітка: З 01.01.2024 року – див. 9.14.1.1-1.

9.14.1.1-1.¹³ Газовипускна система повинна бути обладнана системами, які скидають тиск, за винятком випадків, коли вони розраховані на найгірші умови надлишкового тиску внаслідок запалення витоків газу або коли це виправдане завдяки концепції безпеки двигуна.

Повинна бути проведена всебічна оцінка можливості утворення в системі випуску незгорілого газу, яка охоплює всю систему від циліндрів до відкритого кінця. Ця всебічна оцінка повинна бути наведена в концепції безпеки двигуна.

9.14.1.2 Для двигунів, у яких простір під поршнем безпосередньо сполучується з картером, повинна бути виконана детальна оцінка потенційного ризику, створюваного скупченням газового палива в картері, що повинне бути відбите в концепції безпеки двигуна.

9.14.1.3 Кожний двигун, крім двотактних крейцкопфних дизельних двигунів, повинен бути обладнаний системами газовідведення, незалежними від інших двигунів, для картерів і піддонів.

9.14.1.4 Якщо витік газу може відбуватися безпосередньо в робоче середовище допоміжної системи (мастила, охолоджувальної води), за випускним отвором двигуна повинен бути передбачений відповідний засіб вилучення газу для запобігання його розсіювання.

Газ, вилучений з робочих середовищ допоміжних систем, повинен бути відведений в безпечне місце для виходу в атмосферу.

¹³ Див. резолюцію IMO MSC.458(101).

9.14.1.5 Для двигунів, обладнаних системами запалювання, повинна бути перевірена належна робота систем запалювання кожного двигуна до подачі в них газового палива.

9.14.1.6 Повинні бути передбачені засоби контролю і виявлення неповного згоряння палива і пропуску запалювання. У випадку виявлення цього експлуатація з використанням газу може бути продовжена за умови перекриття подачі газу до відповідного циліндра і за умови, що робота двигуна без одного із циліндрів прийнятна щодо крутильних коливань.

9.14.1.7 Для двигунів, що пускаються з використанням дизельного палива (МДО)¹⁴ відповідно до **9.1.1**, якщо протягом характерного для двигуна часу після відкривання клапана подачі палива його запалення не було виявлено системою контролю роботи двигуна, клапан подачі палива повинен бути автоматично перекритий.

Повинні бути передбачені засоби забезпечення того, щоб будь-яка незгоріла суміш палива видалялася продувкою з газовипускної системи.

9.14.1.8 Двигуни, у яких газове паливо в суміші з повітрям надходить перед турбонагнітачем (поступає в турбонагнітач) повинні розташовуватися в машинних приміщеннях, захищених системою ESD.

9.14.2 Вимоги до двопаливних двигунів внутрішнього згоряння (ДПД).

9.14.2.1 У випадку перекриття подачі газового палива двигуни повинні забезпечувати постійну роботу тільки на судновому паливі без припинення функціонування.

9.14.2.2 Повинна бути передбачена автоматична система перемикання з газового палива на суднове паливо і навпаки, з мінімальними відхиленнями потужності двигуна від середнього значення. Прийнятна надійність повинна бути доведена за допомогою випробувань.

У випадку нестабільної роботи двигунів, що споживають газ, вони повинні автоматично перемкнутися на режим споживання суднового палива. У будь-який момент часу повинне бути можливим ручне відключення системи подачі газу.

9.14.2.3 У випадку звичайної зупинки або аварійного відключення подача газового палива повинна бути перекрита не пізніше відключення джерела запалювання. Не повинно бути можливим відключення джерела запалювання без попереднього або одночасного перекриття подачі газу до кожного із циліндрів або до двигуна в цілому.

9.14.3 Вимоги до двигунів, що використовують тільки газове паливо (ГПД).

9.14.3.1 У випадку звичайної зупинки або аварійного відключення подача газового палива повинна бути перекрита не пізніше відключення джерела запалювання. Не повинно бути можливим відключення джерела запалювання без попереднього або одночасного перекриття подачі газу до кожного із циліндрів або до двигуна в цілому.

9.14.4 Вимоги до двигунів, що використовують кілька видів палива.

9.14.4.1 У випадку перекриття подачі одного з видів палива двигуни повинні забезпечувати безперервну роботу на іншому виді палива з мінімальними відхиленнями потужності двигуна.

9.14.4.2 Повинна бути передбачена автоматична система перемикання зі споживання одного виду палива на інший з мінімальними відхиленнями від середнього значення потужності двигуна.

Прийнятна надійність повинна бути доведена за допомогою випробувань.

У випадку нестабільної роботи двигунів, що споживають який-небудь один з видів палива, вони повинні автоматично перемкнутися на режим споживання іншого палива.

У будь-який момент часу повинне бути можливим приведення в дію систему перемикання зі споживання одного виду палива на інший вручну.

Загальні вимоги до характеристик двигунів, що використовують кілька видів палива, наведені в табл. 9.14.4.2.

¹⁴ Дизельне паливо (МДО) — дистилятне паливо, що використовується на судах для цілей згоряння і яке, відповідно до стандарту ISO 8217:2010, має кінематичну в'язкість при 40°C – менше 11,00 сантистокса (мм²/с).

Таблиця 9.14.4.2 Характеристики двигунів, що використовують кілька видів палива

Параметри роботи двигуна	Паливо			
	Тільки газ		Подвійне паливо	Кілька видів палива
Засіб запалювання	Іскра	Запальне паливо	Запальне паливо	Незастосовно
Основне паливо	Газ	Газ	Газ та/або суднове паливо	Газ та /або рідина

Регістр судноплавства України

**ПРАВИЛА
КЛАСИФІКАЦІЇ ТА ПОБУДОВИ
МОРСЬКИХ СУДЕН**

**ЧАСТИНА IX
МЕХАНІЗМИ**

Регістр судноплавства України
04070, Київ, вул. Петра Сагайдачного, 10
<https://ur.ua>