



**PRZEPISY
KLASYFIKACJI I BUDOWY
MAŁYCH STATKÓW MORSKICH**

**CZĘŚĆ VI
URZĄDZENIA MASZYNOWE
I INSTALACJE RUROCIĄGÓW**

lipiec
2023

GDAŃSK

PRZEPISY KLASYFIKACJI I BUDOWY MAŁYCH STATKÓW MORSKICH

opracowane i wydane przez Polski Rejestr Statków S.A., zwany dalej PRS, składają się z następujących części:

- Część I – Zasady klasyfikacji
- Część II – Kadłub
- Część III – Wyposażenie kadłubowe
- Część IV – Stateczność i wolna burta
- Część V – Ochrona przeciwpożarowa
- Część VI – Urządzenia maszynowe i instalacje rurociągów
- Część VII – Instalacje elektryczne i systemy sterowania

natomiast w odniesieniu do materiałów i spawania obowiązują wymagania określone w *Przepisach klasyfikacji i budowy statków morskich, Część IX – Materiały i spawanie*.

Część VI – Urządzenia maszynowe i instalacje rurociągów – lipiec 2023, została zatwierdzona przez Zarząd PRS S.A. w dniu 29 czerwca 2023 r. i wchodzi w życie z dniem 1 lipca 2023 r.

Z dniem wejścia w życie niniejszej *Części VI*, jej wymagania mają zastosowanie, w pełnym zakresie, do statków nowych.

W odniesieniu do statków istniejących, wymagania niniejszej *Części VI* mają zastosowanie w zakresie wynikającym z postanowień *Części I – Zasady klasyfikacji*.

Rozszerzeniem i uzupełnieniem *Części VI – Urządzenia maszynowe i instalacje rurociągów* są następujące przepisy i publikacje:

Przepisy nadzoru konwencyjnego statków morskich. Część IX – Ochrona środowiska.

- Publikacja 7/P – Naprawy śrub napędowych ze stopów miedzi
- Publikacja 8/P – Obliczanie wałów korbowych silników wysokoprężnych
- Publikacja 23/P – Prefabrykacja rurociągów
- Publikacja 33/P – Zamknięcia rurociągów odpowietrzających
- Publikacja 53/P – Okrętowe rurociągi z tworzyw sztucznych
- Publikacja 57/P – Uznawanie typu złączy mechanicznych
- Publikacja 69/P – Okrętowe silniki spalinowe. Kontrola emisji tlenków azotu
- Publikacja 100/P – Wymagania bezpieczeństwa dla morskich statków pasażerskich i szybkich jednostek pasażerskich uprawiających żeglugę krajową.**

© Copyright by Polski Rejestr Statków S.A., 2023

SPIS TREŚCI

	Str.
1 Postanowienia ogólne	7
1.1 Zakres zastosowania.....	7
1.2 Określenia i objaśnienia	7
1.3 Dokumentacja techniczna.....	8
1.4 Zakres nadzoru.....	12
1.5 Próby ciśnieniowe.....	15
1.6 Materiały i spawanie.....	18
1.7 Obróbka cieplna.....	19
1.8 Badania nieniszczące	20
1.9 Praca przy przechyłach, i przegłębieniach.....	20
1.10 Urządzenia sterujące silnikami głównymi	21
1.11 Stanowiska sterowania.....	21
1.12 Środki łączności	21
1.13 Przyrządy kontrolno-pomiarowe.....	22
1.14 Zautomatyzowane urządzenia maszynowe.....	22
2 Przedziały maszynowe	23
2.1 Wymagania ogólne	23
2.2 Rozmieszczenie silników, mechanizmów i elementów wyposażenia	24
2.3 Ustawienie silników, mechanizmów i elementów wyposażenia	24
2.4 Ograniczenia stosowania paliwa ciekłego.....	25
3 Silniki spalinowe	25
3.1 Wymagania ogólne	25
3.2 Konstrukcja i wyposażenie silnika	26
4 Wały napędowe	30
4.1 Postanowienia ogólne	30
4.2 Wał pośredni	30
4.3 Otwory i wycięcia w wałach	30
4.4 Wał oporowy	31
4.5 Wał śrubowy.....	31
4.6 Złącza wałów.....	33
4.7 Łożyska wału śrubowego	34
4.8 Urządzenia hamulcowe.....	34
5 Pędniki	35
5.1 Postanowienia ogólne	35
5.2 Grubość skrzydeł.....	35
5.3 Piasty i elementy mocujące skrzydła.....	36
5.4 Materiał śrub napędowych	36
5.5 Wyważanie śrub napędowych oraz śrub sterów strumieniowych i aktywnych	37
5.6 Śruby o skoku nastawnym	37
6 Przekładnie zębate, sprzęgła elastyczne i rozłączne	37
6.1 Wymagania ogólne	37
6.2 Przekładnie zębate	38
6.3 Sprzęgła elastyczne i rozłączne.....	57
7 Urządzenia napędowo-sterowe	59
7.1 Zakres zastosowania.....	59
7.2 Wymagania ogólne	59

7.3	Napęd.....	60
7.4	Przekładnie i łożyskowanie.....	60
7.5	Wały napędowe.....	60
7.6	Pędniki.....	61
7.7	Układy sterowania.....	61
7.8	Układy kontrolne.....	61
7.9	Nadzór, próby i świadectwa.....	62
8	Drgania skrętne.....	63
8.1	Postanowienia ogólne.....	63
8.2	Naprężenia dopuszczalne.....	65
8.3	Pomiary parametrów pochodzących od drgań skrętnych.....	67
8.4	Zakresy obrotów zabronionych.....	67
9	Mechanizmy pomocnicze.....	68
9.1	Sprężarki powietrza z napędem mechanicznym.....	68
9.2	Pompy.....	71
9.3	Wentylatory, dmuchawy i turbodmuchawy.....	72
10	Mechanizmy pokładowe.....	73
10.1	Wymagania ogólne.....	73
10.2	Maszyny sterowe i ich instalowanie na statku.....	74
10.3	Wciągarki kotwiczne.....	79
10.4	Wciągarki cumownicze.....	81
10.5	Wciągarki holownicze.....	82
11	Hydrauliczne układy napędowe.....	83
11.1	Zakres zastosowania.....	83
11.2	Wymagania ogólne.....	83
11.3	Zbiorniki palnej cieczy hydraulicznej.....	84
11.4	Połączenia rurowe.....	84
11.5	Elementy hydrauliczne.....	85
11.6	Próby.....	85
12	Urządzenia grzewcze, kuchenne i chłodnicze.....	85
12.1	Urządzenia na paliwo ciekłe.....	85
12.2	Urządzenia grzewcze i kuchenne na paliwo stałe.....	88
12.3	Urządzenia grzewcze, kuchenne i chłodnicze oraz instalacje na gaz ciekły.....	88
12.4	Elektryczne urządzenia grzewcze i kuchenne.....	93
13	Zbiorniki ciśnieniowe i wymienniki ciepła.....	93
13.1	Konstrukcja zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła.....	93
13.2	Osprzęt.....	93
13.3	Wymagania dotyczące poszczególnych rodzajów zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła.....	95
14	Obliczenia wytrzymałościowe zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła.....	97
14.1	Postanowienia ogólne.....	97
14.2	Obliczenia wytrzymałościowe.....	97
15	Instalacje rurociągów.....	120
15.1	Klasa, materiał, wykonanie i zastosowanie rurociągów.....	120
15.2	Grubość ścianek rur.....	123
15.3	Łączenie rurociągów.....	127
15.4	Promienie gięcia rur.....	134
15.5	Zabezpieczenia nadciśnieniowe rurociągów.....	134

15.6	Zabezpieczenie przed korozją	135
15.7	Izolacja rurociągów	135
15.8	Armatura rurociągów	135
15.9	Skrzynie zaworów dennych i burtowych, armatura denna i burtowa oraz otwory w poszyciu zewnętrznym	136
15.10	Prowadzenie rurociągów	138
16	Instalacja zęzowa	140
16.1	Pompy	140
16.2	Średnice rurociągów	141
16.3	Układ i połączenia rurociągów	142
16.4	Osuszanie przedziałów maszynowych	142
16.5	Osuszanie ładowni	143
16.6	Osuszanie skrajników	144
16.7	Osuszanie innych pomieszczeń	144
17	Instalacje rurociągów odpowietrzających, przelewowych i pomiarowych	144
17.1	Rury odpowietrzające	144
17.2	Rury przelewowe	146
17.3	Zbiorniki przelewowe	146
17.4	Rury i urządzenia pomiarowe	147
18	Instalacja spalinowa	148
18.1	Przewody spalinowe	148
19	Instalacja wentylacyjna	149
19.1	Kanały wentylacyjne	149
19.2	Rozmieszczenie głowic wentylacyjnych	149
19.3	Wentylacja przedziałów maszynowych	149
19.4	Wentylacja pomieszczeń i skrzyń akumulatorowych	150
19.5	Wentylacja stacji gaśniczych	151
20	Instalacja paliwa ciekłego	151
20.1	Pompy	151
20.2	Rurociągi i armatura	151
20.3	Urządzenia do odwadniania zbiorników	152
20.4	Urządzenia do zbierania przecieków paliwa	152
20.5	Pobieranie paliwa do zbiorników	152
20.6	Zbiorniki paliwa	153
20.7	Doprowadzenie paliwa do silników spalinowych	154
20.8	Doprowadzenie paliwa do urządzeń grzewczych i kuchennych	154
21	Instalacja oleju smarowego	154
21.1	Pompy	154
21.2	Doprowadzenie oleju smarowego do silników spalinowych i przekładni	154
21.3	Zbiorniki oleju smarowego	155
22	Instalacja wody chłodzącej	155
22.1	Pompy	155
22.2	Układ i połączenia rurociągów	156
22.3	Filtry wody chłodzącej	156
22.4	Chłodzenie silników spalinowych	156
23	Instalacja sprężonego powietrza	157
23.1	Liczba zbiorników i zapas powietrza rozruchowego	157
23.2	Sprężarki	157

23.3	Zbiorniki sprężonego powietrza rozruchowego	158
23.4	Układ i połączenia rurociągów	159
24	Wymagania techniczne w zakresie ochrony środowiska morskiego	159
25	Wymagania dodatkowe dla statków ze wzmocnieniami lodowymi - znak: Lm1.....	159
26	Wymagania dodatkowe dla holowników - znak: hol	160
27	Wymagania dodatkowe dla statków ratowniczych - znak: rat.....	160
28	Wymagania dodatkowe dla statków pasażerskich - znak: pas A, pas B, pas C, pas D.....	160
28.1	Statki pasażerskie - znak: pas A	
 Błą	
	d! Nie zdefiniowano zakładki.	
28.2	Statki pasażerskie - znak: pas B lub pas C lub pas D	160
29	Wymagania dodatkowe dla statków rybackich - znak: sr	161
30	Części zapasowe	161
Załącznik – Przykłady złączy spawanych stosowanych w zbiornikach ciśnieniowych		
	i wymiennikach ciepła	163

1 POSTANOWIENIA OGÓLNE

1.1 Zakres zastosowania

1.1.1 Niniejsza Część VI – *Urządzenia maszynowe i instalacje rurociągów* ma zastosowanie do przedziałów maszynowych, zainstalowanych w nich urządzeń, mechanizmów i wyposażenia, linii wałów, pędników, mechanizmów pokładowych, instalacji rurociągów maszynowych, ogólnookrętowych oraz innych instalacji rurociągów związanych z funkcją statku.

1.1.2 Niniejsza Część VI nie ma zastosowania do kotłów parowych, wytwornic pary, kotłów ogrzewania wodnego i kotłów oleju grzewczego oraz związanych z nimi instalacji.

W przypadku zastosowania kotłów na małych statkach morskich, ich konstrukcja i rozmieszczenie oraz budowa związanych z nimi instalacji podlega każdorazowo odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

1.1.3 Wymagania rozdziałów 1 do 24 są wymaganiami o charakterze podstawowym dla wszystkich typów statków otrzymujących zasadniczy symbol klasy statku zbudowanego pod nadzorem PRS.

Rozdziały 25 do 29 określają wymagania dodatkowe dla statków otrzymujących w symbolu klasy odpowiedni znak dodatkowy, wymieniony w podrozdziale 3.4 z Części I – *Zasady klasyfikacji*.

1.2 Określenia i objaśnienia

Określenia i objaśnienia dotyczące ogólnej terminologii stosowanej w *Przepisach klasyfikacji i budowy małych statków morskich* (zwanych dalej *Przepisami*) podane są w Części I – *Zasady klasyfikacji*.

Dla potrzeb Części VI wprowadza się dodatkowo następujące określenia:

Ciąg wyjściowy – droga prowadząca z najniższego poziomu przedziału maszynowego do wyjścia z tego przedziału.

Ciśnienie obliczeniowe – ciśnienie przyjmowane do obliczeń wytrzymałościowych, nie niższe niż ciśnienie otwarcia zaworów bezpieczeństwa lub innych urządzeń zabezpieczających.

Ciśnienie robocze – najwyższe dopuszczalne ciśnienie podczas normalnego przebiegu długotrwałej pracy.

Maszynownia – przedział maszynowy, w którym umieszczone są silniki główne.

Mechanizmy pomocnicze – mechanizmy niezbędne do pracy silników głównych oraz zapewniające zaopatrzenie statku w energię elektryczną lub w inne rodzaje energii oraz funkcjonowanie poszczególnych instalacji i urządzeń na statku.

Moc znamionowa silnika – moc określana przez producenta silnika, osiągnana w nieograniczonym czasie w warunkach otoczenia i przy obciążeniach mechanicznych i cieplnych określonych przez producenta silnika, przyjmowana do obliczeń wymaganych w *Przepisach*.

Przedziały maszynowe – pomieszczenia (łącznie z prowadzącymi do nich szybami), w których umieszczone są silniki główne, zespoły prądotwórcze oraz mechanizmy pomocnicze.

Silniki główne – silniki przeznaczone do napędu statku.

Stanowisko sterowania lokalne – stanowisko wyposażone w urządzenia sterowania, przyrządy pomiarowe i kontrolne oraz, jeśli to konieczne, środki łączności przeznaczone do sterowania i umieszczone w pobliżu mechanizmu lub bezpośrednio na nim.

Stanowisko sterowania zdalne – stanowisko umożliwiające zdalną zmianę parametrów pracy oraz ewentualne zdalne uruchamianie i zatrzymywanie silników i mechanizmów.

Wyjście – otwór komunikacyjny w grodzi, pokładzie lub poszyciu statku, zaopatrzony w zamknięcie.

Znamionowa liczba obrotów – liczba obrotów na minutę odpowiadająca mocy znamionowej.

1.3 Dokumentacja techniczna

1.3.1 Wymagania ogólne

Przed rozpoczęciem budowy statku/urządzenia należy dostarczyć do Centrali PRS do rozpatrzenia i zatwierdzenia dokumentację techniczną w niżej podanym zakresie. W przypadku statków/urządzeń przebudowywanych lub odbudowywanych rozpatrzeniu i zatwierdzeniu podlega poniższa dokumentacja w zakresie dotyczącym przebudowy/odbudowy. Dokumentację należy dostarczyć w trzech egzemplarzach.

1.3.2 Dokumentacja przedziałów maszynowych

Dokumentacja przedziałów maszynowych powinna zawierać:

- .1 Plan rozmieszczenia mechanizmów i urządzeń w przedziałach maszynowych oraz w pomieszczeniach awaryjnych źródeł energii, z uwidocznieniem dróg wyjścia;
- .2 Zestawienie danych charakterystycznych urządzeń maszynowych wraz z danymi potrzebnymi do wymaganych obliczeń;
- .3 Schemat i opis zdalnego sterowania mechanizmami głównymi, z danymi o wyposażeniu stanowisk zdalnego sterowania w urządzenia do sterowania, przyrządy kontrolno-pomiarowe i sygnalizacyjne, środki łączności i inne urządzenia;
- .4 Rysunki posadowienia na fundamencie silników głównych.

1.3.3 Dokumentacja silników spalinowych

1.3.3.1 Dla uzyskania zatwierdzenia typu silnika należy dostarczyć do PRS następującą dokumentację:

- | | | |
|-----|--|---|
| .1 | Dane do obliczenia wału korbowego według Publikacji Nr 8/P –
Obliczanie wałów korbowych silników wysokoprężnych | W |
| .2 | Rysunek silnika w przekroju poprzecznym | W |
| .3 | Rysunek silnika w przekroju podłużnym | W |
| .4 | Rysunek zestawieniowy głowicy cylindra | W |
| .5 | Rysunek bloku cylindrowego ¹⁾ | W |
| .6 | Rysunek tulei cylindrowej | W |
| .7 | Rysunek wału korbowego ze szczegółami (dla każdej liczby cylindrów) | Z |
| .8 | Rysunek zestawieniowy wału korbowego (dla każdej liczby cylindrów) | Z |
| .9 | Rysunki przeciwcieżarów ze śrubami (jeżeli przeciwcieżary nie stanowią integralnej części wału korbowego) | Z |
| .10 | Rysunek tłumika drgań skrętnych | Z |
| .11 | Rysunek korbowodu | W |
| .12 | Rysunek zestawieniowy korbowodu ¹⁾ | W |
| .13 | Rysunek zestawieniowy tłoka | W |
| .14 | Rysunek zestawieniowy napędu wału rozrządu | W |

.15	Specyfikacja materiałowa części ważnych ze szczegółami prób nieniszczących i ciśnieniowych	Z
.16	Rysunek rozmieszczenia śrub fundamentowych (tylko dla silników głównych)	Z
.17	Schemat lub dokumentacja równorzędna instalacji rozruchowej silnika ²⁾	Z
.18	Schemat lub dokumentacja równorzędna instalacji paliwowej na silniku ²⁾	Z
.19	Schemat lub dokumentacja równorzędna instalacji oleju smarowego na silniku ²⁾	Z
.20	Schemat lub dokumentacja równorzędna instalacji wody chłodzącej na silniku ²⁾	Z
.21	Schemat układu sterowania silnikiem i układów bezpieczeństwa ²⁾	Z
.22	Rysunek zestawieniowy osłon i izolacji rurociągów wydechowych	W
.23	Rysunek wysokociśnieniowych rur paliwowych	Z
.24	Instrukcja obsługi i eksploatacji silnika ^{3), 4)}	W
.25	Program prób typu	Z
.26	Program prób wyrobu	Z

Odnosniki:

- 1) Wymaga się w przypadku, gdy rysunki przekrojów silnika nie uwidaczniają wszystkich szczegółów.
- 2) Dokumentacja kompletnego systemu, jeżeli jego elementy stanowią przedmiot dostawy producenta silnika.
- 3) Tylko w jednym egzemplarzu.
- 4) Instrukcje obsługi i eksploatacji powinny zawierać wymagania dotyczące utrzymania silnika (obsługi i napraw), szczegółowe informacje o narzędziach specjalnych i przyrządach pomiarowych (ich wyposażeniu i nastawach) oraz próbach, których przeprowadzenie jest wymagane po wykonaniu prac naprawczych i konserwacyjnych.

Uwagi:

1. Dokumentacja oznaczona symbolem **Z** podlega zatwierdzeniu przez PRS.
2. Dokumentacja oznaczona symbolem **W** wymagana jest do wglądu, co nie wyklucza stawiania przez PRS związanych z nią wymagań.

1.3.3.2 Aktualizowana dokumentacja typu stanowi podstawę nadzoru PRS nad produkcją silnika.

1.3.3.3 Jeżeli silnik jest wykonywany na podstawie licencji, a producent nie jest posiadaczem świadectwa uznania typu silnika, to powinien on przedstawić dokumentację w zakresie podanym w 1.3.2.1, z wyszczególnieniem wprowadzonych przez niego, w odniesieniu do uznanego typu, zmian konstrukcyjnych. PRS może żądać potwierdzenia tych zmian przez licencjodawcę – posiadacza świadectwa uznania typu.

1.3.4 Dokumentacja linii wałów

Dokumentacja linii wałów powinna zawierać:

- .1 Plan ogólny;
- .2 Rysunki pochwy wału śrubowego i części przynależnych;
- .3 Rysunki wałów (śrubowych, pośrednich, oporowych) wraz ze złączami i sprzęgłami sztywnymi;
- .4 Rysunek posadowienia na fundamencie łożyska oporowego śruby napędowej, gdy nie jest ono wbudowane w silnik główny lub przekładnię główną;
- .5 Obliczenia drgań skrętnych układu silnik główny – linia wałów – pędnik (dla silników spalinowych o mocy znamionowej powyżej 75 kW) i układu silnik pomocniczy – odbiornik mocy (dla silników spalinowych o mocy znamionowej powyżej 110 kW).

1.3.5 Dokumentacja pędników

Dokumentacja klasycznej śruby napędowej powinna zawierać:

- .1 Rysunek ogólny;

- .2 Rysunki skrzydeł, piasty i elementów ich mocowania (dla śrub o konstrukcji składanej i śrub o skoku nastawnym);
- .3 Schematy układów sterowania śrubą o skoku nastawnym i ich opis;
- .4 Rysunki podstawowych części w piaście śruby mechanizmu zmiany skoku śrub o skoku nastawnym.

Zakres dokumentacji pędników innych niż klasyczne śruby napędowe jest w każdym przypadku indywidualnie określany przez PRS.

1.3.6 Dokumentacja urządzeń napędowo-sterowych

1.3.6.1 Dla uzyskania zatwierdzenia typu urządzenia napędowo-sterowego należy dostarczyć do PRS następującą dokumentację:

- | | |
|---|----------|
| .1 Opis techniczny i podstawowe dane techniczne | Z |
| .2 Rysunek zestawieniowy w przekroju, z wymiarami montażowymi | Z |
| .3 Rysunki korpusów, wałów, przekładni | Z |
| .4 Rysunki dyszy i śruby napędowej lub innego zastosowanego pędnika | Z |
| .5 Rysunki mechanizmu nastawczego skrzydeł śruby lub łopatek pędnika cykloidalnego | Z |
| .6 Rysunki łożysk i uszczelnień ruchowych wału pędnika i obrotowej kolumny pędnika | Z |
| .7 Schematy hydrauliczne, elektryczne i pneumatyczne ze specyfikacją elementów | Z |
| .8 Schematy smarowania i chłodzenia, jeżeli mają zastosowanie | Z |
| .9 Wykres przebiegu momentu rozruchowego silnika napędzającego obrót kolumny pędnika | W |
| .10 Specyfikacje materiałowe głównych części wymienionych w .3, .4 i .5 ze szczegółami prób nieniszczących, ciśnieniowych i specjalnych technologii obróbki | Z |
| .11 Obliczenia drgań skrętnych | Z |
| .12 Obliczenia przekładni zębatach i trwałości łożysk tocznych | W |
| .13 Instrukcja obsługi i eksploatacji | W |
| .14 Program prób typu ¹⁾ | Z |
| .15 Program prób wyrobu ¹⁾ | Z |

Odnośnik:

¹⁾ Programy prób powinny zawierać kryteria akceptacji. Dla urządzeń produkowanych jednostkowo nie wymaga się oddzielnych programów prób typu i prób wyrobu.

Uwagi:

1. Dokumentacja oznaczona symbolem **Z** podlega zatwierdzeniu przez PRS.
2. Dokumentacja oznaczona symbolem **W** wymagana jest do wglądu, co nie wyklucza stawiania przez PRS związanych z nią wymagań.

1.3.6.2 Aktualizowana dokumentacja typu stanowi podstawę nadzoru PRS nad produkcją urządzenia napędowo-sterowego.

1.3.6.3 Jeżeli urządzenie jest wykonywane na podstawie licencji, a producent nie jest posiadaczem świadectwa uznania typu urządzenia, to powinien on przedstawić dokumentację w zakresie podanym w 1.3.6.1, z wyszczególnieniem wprowadzonych przez niego, w odniesieniu do uznanego typu, zmian konstrukcyjnych. PRS może żądać potwierdzenia tych zmian przez licencjodawcę – posiadacza świadectwa uznania typu.

1.3.7 Dokumentacja mechanizmów

Dokumentacja mechanizmów, w tym przekładni, sprzęgieł, mechanizmów pomocniczych i pokładowych powinna zawierać:

.16	Opis techniczny i podstawowe dane techniczne	W
.17	Rysunek zestawieniowy w przekroju, z wymiarami montażowymi	W
.18	Rysunki ram fundamentowych, skrzyń korbowych, stojaków, kadłubów itp. wraz ze szczegółami i technologią spawania	W/Z
.19	Rysunki głowic cylindrów i tulei cylindrowych	W
.20	Rysunki korbowodów i tłoków	W
.21	Rysunki wirników dmuchaw i sprężarek	W
.22	Rysunki wałów korbowych oraz innych wałów przenoszących moment obrotowy	Z
.23	Rysunki zębników i kół zębatych przekładni (patrz też 6.2.1.2)	Z
.24	Rysunki sprzęgieł rozłącznych i sprzęgieł elastycznych (patrz też 6.3.1.2).	Z
.25	Rysunki łożyska oporowego, współpracującego z głównym mechanizmem (jeżeli nie jest wbudowane w ten mechanizm)	Z
.26	Rysunki tłumików drgań skrętnych	Z
.27	Schematy układów sterowania, regulacji, sygnalizacji i zabezpieczeń w obrębie mechanizmu	Z
.28	Rysunki rurociągów w obrębie mechanizmu: paliwowych, oleju smarowego, wody chłodzącej i hydraulicznych – z informacją o stosowanych złączach elastycznych	Z
.29	Rysunki izolacji termicznej, w tym rurociągów wylotowych	W
.30	Rysunki posadowienia mechanizmów głównych, przekładni, maszyn sterowych, wciągarek kotwicznych, cumowniczych i holowniczych	Z
.31	Specyfikacje materiałowe części ważnych ze wszystkimi szczegółami prób nieniszczących, ciśnieniowych i specjalnych technologii obróbki	Z
.32	Program prób ¹⁾	Z

Oдноśnik:

¹⁾ Tam, gdzie ma to zastosowanie, należy dostarczyć program prób typu i program prób wyrobu.

Uwagi:

1. Dokumentacja oznaczona symbolem **Z** podlega zatwierdzeniu przez PRS.
2. Dokumentacja oznaczona symbolem **W** wymagana jest do wglądu, co nie wyklucza stawiania przez PRS związanych z nią wymagań.
3. W przypadku dokumentacji oznaczonej symbolem **W/Z** pierwszy znak dotyczy konstrukcji odlewanej, a drugi spawanej.

1.3.8 Dokumentacja zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła

Dokumentacja zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła powinna zawierać:

- .1 Rysunki konstrukcyjne korpusów wymienników ciepła i zbiorników ciśnieniowych wraz z danymi do sprawdzenia wymiarów określonych w niniejszej części *Przepisów* i rozmieszczeniem zwymiarowanych złączy spawanych;
- .2 Rysunki innych podlegających odbiorowi elementów zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła, z wyjątkiem chłodnic powietrza doładowującego, których wymiary określone są w niniejszej części *Przepisów*;
- .3 Rysunki rozmieszczenia armatury i jej charakterystyki;
- .4 Rysunki zaworów bezpieczeństwa z ich charakterystyką i danymi do obliczenia ich przełotu;
- .5 Specyfikacje materiałowe wraz z danymi o stosowanych materiałach dodatkowych do spawania;
- .6 Technologię spawania i obróbki cieplnej;
- .7 Program prób.



1.3.9 Dokumentacja instalacji rurociągów

Dokumentacja instalacji rurociągów powinna zawierać:

- .1 Schemat instalacji rurociągów grawitacyjnych odpływów za burzę;
- .2 Schemat instalacji zęzowej ¹⁾;
- .3 Schemat instalacji odpadów olejowych ¹⁾;
- .4 Schemat instalacji balastowej;
- .5 Schematy instalacji rurociągów odpowietrzających, przelewowych i pomiarowych;
- .6 Schemat instalacji spalinowej wraz z rysunkami tłumików i łapaczy iskier;
- .7 Schematy instalacji wentylacyjnych i klimatyzacji powietrza;
- .8 Schematy instalacji paliwa ciekłego;
- .9 Schematy instalacji oleju smarowego;
- .10 Schematy instalacji wody chłodzącej;
- .11 Schemat instalacji sprężonego powietrza;
- .12 Schematy rurociągów podgrzewania i przedmuchiwania skrzyń zaworów dennych, skrzyń zaworów burtowych, podgrzewania armatury burtowej, podgrzewania cieczy w zbiornikach;
- .13 Rysunek osprzętu skrzyń zaworów dennych i skrzyń zaworów burtowych;
- .14 Schemat instalacji ścieków sanitarnych ¹⁾;
- .15 Schemat instalacji gazu ciekłego;
- .16 Schematy instalacji hydraulicznych napędu mechanizmów i urządzeń;
- .17 Schematy instalacji specjalnych związanych z funkcją statku.

Odnosnik:

¹⁾ Wymagania dotyczące instalacji, a wynikające z zasad ochrony środowiska morskiego podano w *Przepisach nadzoru konwencyjnego statków morskich, Część IX – Ochrona środowiska*.

1.4 Zakres nadzoru

1.4.1 Ogólne zasady dotyczące nadzoru nad produkcją i budową urządzeń i instalacji objętych wymaganiami *Części VI* podane są w *Części I – Zasady klasyfikacji*.

1.4.2 Nadzorowi podczas budowy, przebudowy lub odbudowy statku podlegają instalacje, mechanizmy i urządzenia, których dokumentacja jest przedmiotem rozpatrzenia i zatwierdzenia.

1.4.3 Nadzorowi podczas produkcji podlegają wyroby, których dokumentacja jest przedmiotem rozpatrzenia i zatwierdzenia, z wyjątkiem mechanizmów z napędem ręcznym oraz wentylatorów, dla których nie wymaga się spełnienia wymagań przeciwwybuchowych.

Nadzorowi podczas produkcji nie podlegają także butle do przechowywania gazów sprężonych, produkowane zgodnie z odpowiednimi normami i pod nadzorem kompetentnego organu nadzoru technicznego uznanego przez PRS.

1.4.4 Następujące ważne części wyrobów podlegają w czasie produkcji nadzorowi pod względem ich zgodności z zatwierdzoną dokumentacją:

- .1 Silniki spalinowe:
 - wały korbowe ^{M)};
 - tłoki;
 - korbowody wraz z pokrywami łożysk ^{M)};
 - bloki i tuleje cylindrowe ^{M1)};
 - głowice cylindrów ^{M1)};
 - stalowe koła zębate napędu wału rozrządu.

.2 Wały i elementy linii wałów:

- wały oporowe, pośrednie i śrubowe (stal kuta lub stal walcowana). Materiał na wały o masie ponad 300 kg powinien być badany metodą ultradźwiękową;
- kołnierze sprzęgieł wraz ze śrubami łączącymi (stal kuta lub stal walcowana);
- tuleje wałów śrubowych (stop miedzi);
- pochwy wałów śrubowych (staliwo, blacha stalowa, żeliwo sferoidalne, żeliwo szare);
- kadłuby oddzielnych łożysk oporowych (staliwo, blacha stalowa, żeliwo sferoidalne, żeliwo szare).

Możliwość zastosowania na poszczególne elementy materiałów innych niż określono powyżej podlega odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS. Materiały powinny spełniać wymagania *Przepisów klasyfikacji i budowy statków morskich, Część IX – Materiały i spawanie*.

Części zapasowe podlegają podczas produkcji nadzorowi PRS w takim samym zakresie, jak części zasadnicze.

.3 Pędniki i ich elementy

- śruby napędowe stałe, skrzydła i piasty śrub składanych (staliwo, stop miedzi);
- elementy mocujące skrzydła śrub napędowych, nakrętki wałów (staliwo, stal nierdzewna).

Możliwość zastosowania na poszczególne elementy materiałów innych niż określone powyżej podlega odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS. Materiały powinny spełniać wymagania *Przepisów klasyfikacji i budowy statków morskich, Część IX – Materiały i spawanie*.

.4 Urządzenia napędowo-sterowe:

- korpusy ruchome i nieruchome ^{M2)};
- kolumny ^{M2)};
- wał śrubowy i wały pośrednie ^{M2)};
- pędniki ^{M2)};
- dysze;
- śruby łączące i wpusty;
- rurociągi i armatura.

.5 Przekładnie, sprzęgła elastyczne i rozłączne:

- kadłuby;
- wały ^{M)};
- zębniaki, koła zębate, wieńce kół zębatach ^{M)};
- elementy sprzęgieł przenoszące moment obrotowy: elementy sztywne ^{M)}, elementy elastyczne;
- śruby połączeniowe.

.6 Sprężarki i pompy tłokowe:

- wały korbowe ^{M)};
- korbowody;
- tłoki;
- bloki i tuleje cylindrowe;
- głowice cylindrów.

.7 Pompy odśrodkowe, wentylatory, dmuchawy i turbodmuchawy:

- wały;
- wirniki robocze;
- kadłuby.

- .8** Maszyny sterowe:
- sterownice głównego i rezerwowego urządzenia sterowego ^{M)};
 - kwadrant sterowy ^{M)};
 - jarzmo sterowe ^{M)};
 - tłok z trzonem ^{M)};
 - cylindry ^{M)};
 - wały napędowe ^{M)};
 - koła zębate, wieńce kół zębatach ^{M)}.
- .9** Wciągarki kotwiczne, cumownicze i holownicze:
- wały napędowe, pośrednie i główne ^{M)};
 - koła zębate, wieńce kół zębatach;
 - koła łańcuchowe;
 - sprzęgła kłowe;
 - taśmy hamulcowe.
- .10** Hydrauliczne urządzenia napędowe, pompy śrubowe, zębata i rotacyjne:
- wały, wirniki śrubowe;
 - trzony;
 - tłoki;
 - kadłuby, cylindry, korpusy pomp śrubowych;
 - koła zębata.
- .11** Zbiorniki ciśnieniowe i wymienniki ciepła:
- korpusy, rozdzielacze, dennice, kolektory, pokrywy ^{M1)};
 - ściany sitowe ^{M1)};
 - rury ^{M1)};
 - korpusy armatury na ciśnienie robocze 0,7 MPa i wyższe i o średnicy 50 mm i większej ^{M1)}.

Uwagi i objaśnienia indeksowe:

^{M)} – materiał elementów z odbiorem PRS.

^{M1)} – materiał elementów zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła klasy I i II (patrz 14.1) z odbiorem PRS.

^{M2)} – materiał z odbiorem PRS. Dla urządzeń napędowo-sterowych pomocniczych o mocy silnika poniżej 200 kW akceptowany jest atest producenta materiału. Wymaga się oględzin materiału przez inspektora PRS i wykonania w jego obecności próby twardości.

1.4.5 Nadzorowi w czasie produkcji podlegają rury i armatura rurociągów klas I i II (patrz 15.1.2) oraz armatura denna, burtowa i montowana na grodzi zderzeniowej, a także armatura zdalnie sterowana.

1.4.6 Pod nadzorem PRS powinno odbywać się instalowanie mechanicznego wyposażenia części maszynowych oraz instalowanie i próby działania urządzeń maszynowych. Zakres nadzoru obejmuje:

- .1** silniki główne oraz ich przekładnie i sprzęgła;
- .2** wały i śruby napędowe;
- .3** główne urządzenia napędowo-sterowe;
- .4** pomocnicze silniki spalinowe o mocy znamionowej powyżej 20 kW oraz ich przekładnie i sprzęgła;
- .5** pomocnicze urządzenia napędowo-sterowe o mocy znamionowej powyżej 20 kW;
- .6** zbiorniki ciśnieniowe i wymienniki ciepła;
- .7** mechanizmy pomocnicze;
- .8** hydrauliczne urządzenia napędowe;

.9 układy sterowania i układy kontrolne;

.10 rurociągi wymienione w 1.3.9.

Ww. wyroby powinny posiadać wystawione przez PRS świadectwa odbioru: *Metryki* lub *Świadectwa uznania typu wyrobu*.

1.5 Próby ciśnieniowe

1.5.1 Części silników spalinowych

Części silników spalinowych należy poddawać próbom ciśnieniowym zgodnie z tabelą 1.5.1.

Tabela 1.5.1

Lp.	Nazwa części	Ciśnienie próbne [MPa]	
1	Głowica cylindra, przestrzeń chłodzenia ¹⁾	0,7 MPa	
2	Tuleja cylindrowa, na całej długości przestrzeni chłodzenia	0,7 MPa	
3	Przestrzeń chłodzenia bloku cylindrowego	1,5 <i>p</i> , lecz nie mniej niż 0,4 MPa	
4	Zawór wydechowy, przestrzeń chłodzenia	1,5 <i>p</i> , lecz nie mniej niż 0,4 MPa	
5	Wysokociśnieniowa instalacja wtryskowa paliwa	Korpus pompy wtryskowej, strona ciśnieniowa	1,5 <i>p</i> lub <i>p</i> +30 w zależności od tego, która z wartości jest mniejsza
		Wtryskiwacz	1,5 <i>p</i> lub <i>p</i> +30 w zależności od tego, która z wartości jest mniejsza
		Rury paliwowe do wtryskiwaczy	1,5 <i>p</i> lub <i>p</i> +30 w zależności od tego, która z wartości jest mniejsza
6	Turbodmuchawa, przestrzeń chłodzenia	1,5 <i>p</i> , lecz nie mniej niż 0,4 MPa	
7	Rurociąg wydechowy, przestrzeń chłodzenia	1,5 <i>p</i> , lecz nie mniej niż 0,4 MPa	
8	Chłodnice, każda strona ²⁾	1,5 <i>p</i> , lecz nie mniej niż 0,4 MPa	
9	Pompy napędzane przez silnik (olejowe, wodne, paliwowe i zęzowe)	1,5 <i>p</i> , lecz nie mniej niż 0,4 MPa	

Uwagi do tabeli 1.5.1:

1) Głowice cylindrów wykonane jako odkuwki zamiast próbie ciśnieniowej mogą być poddane innym próbom, np. odpowiednim badaniom nieniszczącym i kontroli wymiarów z dokładnym zapisem wyników badań.

2) Chłodnice powietrza doładowującego mogą być, po uzgodnieniu z PRS, poddawane próbie tylko po stronie wodnej. *p* – maksymalne ciśnienie robocze odpowiednie dla danej części.

1.5.2 Linie wałów i pędniki

1.5.2.1 Po zakończeniu obróbki mechanicznej następujące elementy linii wałów napędowych należy poddać próbom ciśnieniowym:

.1 tuleje wałów śrubowych – ciśnieniem 0,2 MPa;

.2 pochwy wału – ciśnieniem 0,2 MPa.

1.5.2.2 Uszczelnienie wału śrubowego, w przypadku smarowania olejowego, należy poddać po zmontowaniu próbie szczelności ciśnieniem równym ciśnieniu hydrostatycznemu w zbiorniku grawitacyjnym oleju smarowego, wypełnionym do poziomu roboczego. W czasie próby należy obracać wałem śrubowym.

1.5.2.3 Kompletną piastę śruby o skoku nastawnym należy poddać próbie szczelności ciśnieniem podanym od wewnątrz, odpowiadającym ciśnieniu hydrostatycznemu słupa oleju smarowego w zbiorniku grawitacyjnym lub odpowiednim ciśnieniem uzyskiwanym za pomocą pompy.

W czasie próby należy kilkakrotnie dokonać przesterowania płatów do ich położenia krańcowego.

1.5.3 Części i armatura mechanizmów

1.5.3.1 Części i armaturę mechanizmów, pracujące pod ciśnieniem działającym od wewnątrz lub od zewnątrz, należy po ostatecznej obróbce mechanicznej, lecz przed nałożeniem powłok ochronnych, poddać próbie hydraulicznej ciśnieniem obliczonym wg wzoru:

$$p_{pr} = (1,5 + 0,1K)p \text{ [MPa]} \quad (1.5.3.1)$$

gdzie:

p – ciśnienie robocze, [MPa];

K – współczynnik określany według tabeli 1.5.3.1.

Ciśnienie próbne powinno jednak być w każdym przypadku nie niższe niż:

- ciśnienie występujące przy całkowitym otwarciu zaworu bezpieczeństwa,
- 0,4 MPa dla wszystkich przestrzeni chłodzących i ich uszczelnień oraz
- 0,2 MPa w pozostałych przypadkach.

Jeżeli temperatura lub ciśnienie robocze są wyższe od podanych w tabeli 1.5.3.1, to wysokość ciśnienia próbnego należy każdorazowo uzgodnić z PRS.

Tabela 1.5.3.1

Materiał	Temperatura robocza, [°C] do	120	200	250	300	350	400	430	450	475	500	
Stal węglowa i węglowo-manganowa	p , [MPa], do:	bez ograniczeń	20	20	20	20	10	10	–	–	–	
	K :	0	0	1	3	5	8	11	–	–	–	
Stal molibdenowa i molibdenowo-chromowa z zawartością molibdenu od 0,4% wzwyż	p , [MPa], do:	bez ograniczeń					20	20	20	20	20	20
	K :	0	0	0	0	0	1	2	3,5	6	11	
Żeliwo	p , [MPa], do:	6	6	6	6	–	–	–	–	–	–	
	K :	0	2	3	4	–	–	–	–	–	–	
Brąz, mosiądz i miedź	p , [MPa], do:	20	3,1	3,1	–	–	–	–	–	–	–	
	K :	0	3,5	7	–	–	–	–	–	–	–	

1.5.3.2 Próby ciśnieniowe części mechanizmów można przeprowadzać oddzielnie dla każdej przestrzeni, stosując ciśnienie próbne określone stosownie do ciśnienia roboczego i temperatury w danej przestrzeni.

1.5.3.3 Części lub zespoły silników i mechanizmów, zapełniane produktami naftowymi lub ich parami (kadłuby przekładni redukcyjnych, wanny olejowe itp.), znajdujące się pod ciśnieniem hydrostatycznym lub atmosferycznym, należy poddać próbie szczelności metodą uzgodnioną z PRS. W konstrukcjach spawanych próbie szczelności wystarczy poddać tylko spoiny.

1.5.4 Zbiorniki ciśnieniowe i wymienniki ciepła

1.5.4.1 Wszystkie części zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła po ich wykonaniu i zmontowaniu należy poddać próbom ciśnieniowym zgodnie z tabelą 1.5.4.1.

Tabela 1.5.4.1

Lp.	Wyszczególnienie	Ciśnienie próbne, [MPa]	
		po wykonaniu lub zmontowaniu elementów wytrzymałościowych, przed zainstalowaniem armatury	po całkowitym zmontowaniu wraz z armaturą
1	Zbiorniki ciśnieniowe, wymienniki ciepła ¹⁾	1,5 p_w , nie mniej niż $p_w + 0,1$ MPa	–
2	Armatura zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła	zgodnie z 1.5.3.1	próba szczelności zamknięć ciśnieniem równym 1,25 p_w

Uwagi do tabeli 1.5.4.1:

¹⁾ Próbie ciśnieniowej należy poddawać oddzielnie każdą stronę wymiennika ciepła. Próby chłodnic silników wysokoprężnych – patrz tabela 1.5.1.

p_w – ciśnienie robocze, [MPa].

1.5.4.2 Próby ciśnieniowe należy przeprowadzać przed założeniem izolacji i przykryć ochronnych oraz po zakończeniu wszystkich prac spawalniczych na powierzchniach poddawanych próbie.

1.5.4.3 Jeżeli po zakończeniu montażu dostęp do dokładnych oględzin powierzchni części i zespołów poddawanych próbie jest utrudniony lub niemożliwy, to takie części i zespoły należy poddać próbie przed ich zmontowaniem.

1.5.4.4 Zbiorniki sprężonego powietrza po zainstalowaniu na statku (wraz z armaturą) należy poddać próbie powietrzem o ciśnieniu roboczym.

1.5.5 Rurociągi i armatura rurociągów

1.5.5.1 Armaturę instalowaną na rurociągach klas I i II (patrz 15.1.2) należy poddać próbie hydraulicznej ciśnieniem próbnym zgodnie z 1.5.3.1.

1.5.5.2 Armaturę przeznaczoną do pracy przy ciśnieniu roboczym 0,1 MPa i niższym oraz armaturę przeznaczoną do pracy przy podciśnieniu należy poddać próbie hydraulicznej ciśnieniem co najmniej 0,2 MPa.

1.5.5.3 Armaturę przeznaczoną do zainstalowania na skrzyniach zaworów dennych i burtowych oraz na poszyciu zewnętrznym kadłuba poniżej wodnicy maksymalnego zanurzenia należy poddać próbie hydraulicznej ciśnieniem nie niższym niż 0,2 MPa.

Jeżeli do przedmuchiwania skrzyń zaworów dennych i burtowych lub samych zaworów jest stosowane sprężone powietrze, to ciśnienie próbne powinno wynosić 1,5 ciśnienia powietrza przedmuchującego.

1.5.5.4 Armaturę w stanie całkowicie zmontowanym należy poddać próbie szczelności zamknięcia, ciśnieniem równym ciśnieniu obliczeniowemu.

1.5.5.5 Podczas prób armatury należy brać pod uwagę wymagania zawarte w następujących normach:

- PN-WE-74017 – Armatura okrętowa – Wymagania i badania,
- PN EN 12266-1 – Armatura przemysłowa – Badanie armatury – Część 1: Próby ciśnieniowe, procedury badawcze i kryteria odbioru – Wymagania obowiązkowe.

1.5.5.6 Rurociągi klas I i II (patrz 15.1.2) oraz wszystkie rurociągi zasilające, sprężonego powietrza i paliwowe o ciśnieniu obliczeniowym powyżej 0,35 MPa niezależnie od ich klasy, należy po

wykonaniu i ostatecznej obróbce, lecz przed zaizolowaniem, poddać w obecności inspektora PRS próbom hydraulicznym ciśnieniem próbnym określonym wg wzoru:

$$p_{pr} = 1,5p \quad [\text{MPa}] \quad (1.5.5.6)$$

gdzie:

p – ciśnienie obliczeniowe, [MPa].

Naprężenia powstające podczas próby hydraulicznej nie powinny w żadnym przypadku przekraczać 0,9 granicy plastyczności materiału w temperaturze próby.

Wymagania dotyczące prób ciśnieniowych rurociągów i armatury gazu ciekłego podano w podrozdziale 12.3.10.

1.5.5.7 Jeżeli z przyczyn technicznych nie można przeprowadzić pełnej próby hydraulicznej rurociągu przed zainstalowaniem go na statku, to należy uzgodnić z PRS program prób poszczególnych odcinków, a zwłaszcza połączeń montażowych.

1.5.5.8 Za zgodą PRS można nie wykonywać prób ciśnieniowych, jeżeli średnica nominalna rurociągu jest mniejsza niż 15 mm.

1.5.5.9 Szczelność rurociągów po ich zmontowaniu na statku należy sprawdzać podczas próby działania, w obecności inspektora PRS. Nie dotyczy to rurociągów paliwa ciekłego – te rurociągi należy, w obecności inspektora PRS, poddać próbie szczelności ciśnieniem nie niższym niż ciśnienie wynikające ze wzoru 1.5.5.5 i nie niższym niż 0,4 MPa.

1.5.5.10 Jeżeli ze względów technologicznych rurociągi nie zostaną poddane próbom hydraulicznym w warsztacie, próby takie należy przeprowadzić po zakończeniu montażu rurociągów na statku.

1.6 Materiały i spawanie

1.6.1 Materiały przeznaczone do wykonania części silników i innych urządzeń objętych wymaganiami Części VI powinny odpowiadać mającym zastosowanie wymaganiom *Przepisów klasyfikacji i budowy statków morskich, Część IX – Materiały i spawanie*.

1.6.2 Połączenia spawane należy wykonywać w zasadzie jako złącza doczołowe. Konstrukcje, w których stosowane są spoiny pachwinowe lub w których spoiny są zginane, podlegają odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

Przykłady stosowanych połączeń spawanych podane są w załączniku do niniejszej części *Przepisów*.

1.6.3 Rozmieszczenie wzdłużnych szwów spawanych w konstrukcjach składających się z kilku elementów stykających się wzdłuż jednej prostej podlega odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

1.6.4 Przy stosowaniu stali stopowych (w tym stali żarowytrzymałych, żaroodpornych) o wysokiej wytrzymałości, staliwa lub żeliwa stopowego należy przedłożyć PRS dane dotyczące ich składu chemicznego, własności mechanicznych oraz innych własności materiału, potwierdzające możliwość zastosowania ich do produkcji danej części.

1.6.5 Na części zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła pracujących w temperaturach nie przekraczających 400 °C może być stosowana stal węglowa i węglowo-manganowa.

Dopuszcza się stosowanie wymienionych stali na części pracujące w wyższych temperaturach, pod warunkiem, że wartości przyjmowane do obliczeń wytrzymałościowych, w tym wytrzymałość na pełzanie $R_z/100.000$, są gwarantowane przez wytwórcę materiału i zgodne z obowiązującymi normami.

1.6.6 Do budowy zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła dla temperatur obliczeniowych niższych od 250 °C można, za zgodą PRS, stosować stale kadłubowe spełniające wymagania *Przepisów klasyfikacji i budowy statków morskich, Część IX – Materiały i spawanie, rozdział 3*.

1.6.7 Stosowanie stali stopowej do budowy zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła podlega odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS. Należy przy tym przedstawić dane dotyczące własności mechanicznych i wytrzymałości na pełzanie stali oraz połączeń spawanych przy temperaturze obliczeniowej, własności technologicznych, technologii spawania i obróbki cieplnej.

1.6.8 Części i armatura zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła o średnicy do 1000 mm dla ciśnień roboczych do 1,6 MPa mogą być wykonane z żeliwa sferoidalnego o strukturze ferrytycznej zgodnie z wymaganiami określonymi w *Przepisach klasyfikacji i budowy statków morskich, Część IX – Materiały i spawanie, rozdział 15*.

W pozostałych przypadkach możliwość zastosowanie żeliwa podlega odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

1.6.9 Stopy miedzi mogą być stosowane na części i armaturę zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła dla ciśnień roboczych do 1,6 MPa i temperatur obliczeniowych do 250 °C.

W pozostałych przypadkach możliwość zastosowania stopów miedzi podlega odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

1.6.10 Rury stanowiące części wyrobów objętych wymaganiami niniejszej części *Przepisów* powinny w zasadzie być rurami bez szwu. W przypadku, gdy nie sformułowano specjalnych zastrzeżeń, za zgodą PRS mogą być stosowane rury spawane wzdłużnie lub spiralnie, jeżeli zostanie wykazana ich równoważność z rurami bez szwu.

1.6.11 Zabrania się wprowadzania i stosowania materiałów zawierających azbest. Nie dotyczy to:

- .1 łopatek sprężarek łopatkowych i pomp próżniowych;
- .2 wodoszczelnych złączy i wykładzin służących do obiegu cieczy, przy których w wysokich temperaturach (ponad 350 °C) i ciśnieniach (ponad 7 MPa) istnieje niebezpieczeństwo pożaru, korozji lub zatrucia;
- .3 giętkich podatnych elementów izolacji termicznej dla temperatur powyżej 1000 °C.

Uwaga: Od 1 stycznia 2011 r. stosowanie azbestu w nowych instalacjach jest całkowicie zabronione; zakaz ten dotyczy wszystkich statków.

1.7 Obróbka cieplna

1.7.1 Części, których struktura materiałowa może ulec zmianie na skutek spawania lub obróbki plastycznej, należy poddać odpowiedniej obróbce cieplnej.

Przy obróbce cieplnej konstrukcji spawanych należy uwzględnić wymagania *Przepisów klasyfikacji i budowy statków morskich, Część IX – Materiały i spawanie, rozdział 23*.

1.7.2 Wyżarzaniu normalizującemu podlegają:

- .1 części tłoczone na zimno, których wewnętrzny promień gięcia jest mniejszy od ich 9,5-krotnej grubości;

- .2 tłoczone na zimno: dna o grubości powyżej 8 mm i elementy uprzednio spawane;
 - .3 części tłoczone na gorąco, jeżeli zakończenie tej operacji odbyło się poniżej dolnej granicy temperatur przewidzianych w odpowiednich normach dotyczących obróbki plastycznej.
- 1.7.3** Wyżarzaniu odprężającemu po spawaniu podlegają:
- .1 stalowe konstrukcje spawane o zawartości węgla powyżej 0,25%;
 - .2 wymienniki ciepła i zbiorniki ciśnieniowe klasy I (patrz tabela 14.1) ze stali o grubości ścian powyżej 20 mm;
 - .3 wymienniki ciepła i zbiorniki ciśnieniowe klasy II (patrz tabela 14.1) ze stali węglowej lub węglowo-manganowej o wytrzymałości ponad 400 MPa i o grubości ścian powyżej 25 mm;
 - .4 wymienniki ciepła i zbiorniki ciśnieniowe ze stali stopowych, jeżeli w odpowiednich normach wymagana jest obróbka cieplna;
 - .5 ściany sitowe spawane z części, przy czym wyżarzanie zaleca się przeprowadzać przed wierceniem otworów.

1.8 Badania nieniszczące

1.8.1 Badaniom nieniszczącym podczas produkcji powinny być poddawane następujące części silników i innych urządzeń:

- .1 wały korbowe kute w całości;
- .2 korbowody;
- .3 stalowe denka tłoków;
- .4 śruby poddawane bezpośrednim obciążeniom zmiennym (śruby łożysk ramowych, korbowodowych i głowic cylindrowych);
- .5 stalowe głowice cylindrów;
- .6 stalowe koła zębate napędu wału rozrządu;
- .7 wały przekładni głównych i sterownice o masie ponad 100 kg;
- .8 koła i wieńce zębate o masie ponad 250 kg.

1.8.2 Badaniom ultradźwiękowym, potwierdzonym sprawozdaniem podpisanym przez producenta, należy poddać części silników spalinowych wymienione w .1, .3 i .5 punktu 1.8.1

1.8.3 Badaniom w celu wykrycia wad powierzchniowych metodą defektoskopii magnetycznej lub z zastosowaniem ciekłych penetrantów, w rejonach uzgodnionych z inspektorem PRS, należy poddać części silników spalinowych wymienione w .1 i .2 punktu 1.8.1,

1.8.4 PRS może zażądać przeprowadzenia badań nieniszczących również nie określonych wyżej części mechanizmów wraz z ich złączami spawanymi, jeżeli podejrzewa się istnienie w nich wad.

1.8.5 Badania nieniszczące należy wykonywać zgodnie z wymaganiami *Przepisów klasyfikacji i budowy statków morskich, Część IX – Materiały i spawanie*.

1.9 Praca przy przechyłach, i przegłębieniach

Silniki główne i mechanizmy pomocnicze oraz wymagane w *Przepisach* instalacje służące do zapewnienia ruchu i bezpieczeństwa statku powinny być przystosowane do pracy w następujących warunkach eksploatacji statku:

- przechył – do 22,5°,
- przegłębienie – do 10°.

1.10 Urządzenia sterujące silnikami głównymi

1.10.1 Konstrukcja i rozmieszczenie urządzeń rozruchowych oraz urządzeń zmieniających liczbę i kierunek obrotów powinny być takie, aby rozruch i przesterowanie każdego silnika mogła wykonać jedna osoba.

1.10.2 Kierunek ruchu dźwigni i pokręteł należy oznaczać strzałkami i napisami informacyjnymi.

1.10.3 Na stanowiskach sterowania na mostku nawigacyjnym przestawienie dźwigni sterujących silnikami głównymi w kierunku od siebie lub w prawo, a w przypadku pokręteł – w kierunku zgodnym z ruchem wskazówek zegara, powinno odpowiadać ruchowi statku naprzód.

1.10.4 Konstrukcja urządzeń sterujących powinna wykluczać możliwość samoczynnej zmiany nastawy.

1.11 Stanowiska sterowania

1.11.1 Lokalne stanowiska sterowania silnikami głównymi powinny być wyposażone w:

- .1 urządzenia sterujące;
- .2 manometry wskazujące ciśnienie w instalacji smarowania obiegowego oraz w zbiornikach powietrza rozruchowego oraz wskaźniki temperatury wody chłodzącej i ładowania akumulatorów rozruchowych;
- .3 obrotomierze wałów korbowych (dotyczy silników o mocy znamionowej 75 kW i większej);
- .4 przyrządy wskazujące kierunek i liczbę obrotów wałów śrubowych napędzanych silnikami o mocy znamionowej 75 kW i większej;
- .5 przyrządy wskazujące położenie skrzydeł śrub o skoku nastawnym dla napędów o mocy znamionowej 75 kW i większej;
- .6 inne, nie wymienione wyżej, przyrządy kontrolno-pomiarowe w zakresie ustalonym przez wytwórcę;
- .7 środki łączności.

Lokalne stanowisko sterowania silnikiem głównym, do którego obsługa nie ma bezpośredniego dostępu (np. silnik zakryty w skrzyni), może być przeniesione na mostek nawigacyjny.

1.11.2 Na statkach wyposażonych w kilka silników głównych, w przekładnie nawrotne lub w śruby o skoku nastawnym należy przewidzieć wspólne stanowisko sterowania.

1.11.3 W przypadku zdalnego lub zdalnie automatycznego sterowania urządzeniami napędu głównego należy spełnić wymagania zawarte w rozdziałach 14 i 15 z *Części VII – Urządzenia elektryczne i automatyka*.

1.12 Środki łączności

1.12.1 Każde stanowisko sterowania silnikami głównymi i pędnikami, usytuowane poza mostkiem nawigacyjnym, powinno być wyposażone w co najmniej dwa środki do utrzymywania dwustronnej łączności z mostkiem nawigacyjnym. Jednym z tych środków powinien być telegraf maszynowy, a drugim urządzenie zapewniające możliwość prowadzenia rozmów.

1.12.2 W przypadku zdalnego sterowania silnikiem głównym z mostka nawigacyjnego, może być instalowany tylko jeden środek dwustronnej łączności z potwierdzeniem. Łączności takiej można jednak nie instalować, jeżeli stanowisko na mostku nawigacyjnym znajduje się bezpośrednio nad stanowiskiem sterowania silnikiem w maszynowni i istnieje możliwość bezpośredniej komunikacji wizualnej.

1.12.3 Telegrafy maszynowe powinny być wyposażone w sygnalizację dźwiękową; nadawany sygnał powinien być dobrze słyszalny w całym pomieszczeniu, w którym telegraf jest zainstalowany i powinien odróżniać się od innych sygnałów w tym pomieszczeniu.

Telegrafy maszynowe zaleca się wyposażyć również w sygnalizację optyczną, zapewniającą wizualną identyfikację przekazywanych rozkazów sterowania silnikami i ich potwierdzeń.

1.12.4 W przypadku środków łączności służących do prowadzenia rozmów należy zastosować środki zapewniające należyłą słyszalność podczas pracy silników i mechanizmów.

1.13 Przyrządy kontrolno-pomiarowe

1.13.1 Przyrządy kontrolno-pomiarowe, z wyjątkiem termometrów cieczowych, powinny być sprawdzone i odebrane przez kompetentne organa administracji zgodnie z wymaganiami obowiązujących przepisów państwowych.

1.13.2 Każdy zbiornik ciśnieniowy należy wyposażyć w co najmniej jeden manometr, połączony ze zbiornikiem poprzez trójdrożny kurek lub zawór, umożliwiający odcinanie manometru od zbiornika, przedmuchiwanie rurki oraz przyłączanie manometru kontrolnego.

1.13.3 Zakres podziałki manometrów powinien obejmować ciśnienia stosowane przy próbach wodnych.

Zakres ciśnienia odpowiadający ciśnieniu robocznemu należy oznaczyć na podziałce manometru kolorem zielonym. Ciśnienie odpowiadające ciśnieniu otwarcia zaworów bezpieczeństwa należy oznaczyć na podziałce manometru czerwoną kreską.

1.13.4 Wymienniki ciepła powinny być wyposażone w manometry i termometry do kontroli przepływających czynników. Jeżeli wymiennik ciepła nie jest w czasie pracy odcinany armaturą zaporową od reszty instalacji, to manometry i termometry mogą być instalowane poza wymiennikiem.

1.13.5 Instalacje rurociągów powinny być wyposażone w przyrządy kontrolno-pomiarowe niezbędne dla kontroli ich prawidłowej pracy. Przy ustalaniu liczby przyrządów kontrolno-pomiarowych należy kierować się wskazaniem producenta mechanizmów i urządzeń wchodzących w skład danej instalacji.

1.13.6 Dokładność wskazań obrotomierzy powinna zawierać się w przedziale $\pm 2,5\%$ zakresu pomiarowego. W przypadku ustalenia zabronionych zakresów obrotów silnika głównego (patrz 8.4) powinny być one wyraźnie i trwale oznaczone na tarczach wszystkich obrotomierzy.

1.14 Zautomatyzowane urządzenia maszynowe

Jeżeli przewiduje się zastosowanie układów sterowania zdalnego lub automatycznego, a także układów kontroli parametrów pracy, to układy te powinny odpowiadać wymaganiom zawartym w rozdziałach 14 i 15 z Części VII – *Urządzenia elektryczne i automatyka*.

2 PRZEDZIAŁY MASZYNOWE

2.1 Wymagania ogólne

2.1.1 Szerokość przejść od stanowisk sterowania i miejsc obsługi silników i mechanizmów do wyjść z przedziałów maszynowych powinna być, na całej ich długości, nie mniejsza niż 500 mm, a przy stanowisku sterowania – nie mniejsza niż 700 mm.

Szerokość przejść koło rozdzielnic elektrycznych powinna być nie mniejsza niż 600 mm.

2.1.2 Szerokość schodni w ciągach wyjściowych i szerokość drzwi w wyjściach powinna być nie mniejsza niż 500 mm.

2.1.3 Wszystkie przedziały maszynowe powinny mieć co najmniej 2 wyjścia, zapewniające dojście na pokład do łodzi i tratw ratunkowych. Ciągi wyjściowe powinny przebiegać możliwie jak najdalej od siebie i składać się ze schodów stalowych, wiodących do drzwi wyjściowych z przedziału maszynowego lub z drabinek stalowych prowadzących do włazu.

Dopuszcza się możliwość pozostawienia jednej drogi ewakuacji z rejonu przedziału maszynowego, mając na uwadze wielkość i rozplanowanie tego przedziału (np. gdy odległość od najbardziej oddalonego miejsca w przedziale maszynowym do wyjścia nie przekracza 5 m).

2.1.4 Jeżeli dwa przyległe przedziały maszynowe są ze sobą połączone drzwiami i każdy z tych przedziałów ma tylko po jednym wyjściu przez szyb, to ciągi te należy umieścić po przeciwległych burtach.

2.1.5 Wszystkie drzwi oraz pokrywy luków wyjściowych i świetlików, przez które możliwe jest wyjście z przedziałów maszynowych, powinny być otwierane i zamykane z obu stron. Na pokrywach takich luków wyjściowych i świetlików należy umieścić wyraźny napis zabraniający kładzenia na nich jakichkolwiek przedmiotów. Pokrywy świetlików nie będących wyjściami powinny mieć urządzenia do zamykania ich od zewnątrz.

2.1.6 Wymagania od 2.1.1 do 2.1.5 nie dotyczą statków z silnikami, do których obsługa nie ma bieżącego dostępu, (np. silnik zakryty w skrzyni). Skrzynie osłaniające silniki napędowe na otwartych pokładach powinny być szczelne do wysokości określonej wymaganiami *Części IV – Stateczność i wolna burta*, ich pokrywy powinny być łatwo i bezpiecznie otwierane, a izolacja niepalna i nienasiąkliwa.

2.1.7 Powierzchnie mechanizmów, elementów wyposażenia i rurociągów mogące nagrzewać się do temperatur przekraczających 220 °C powinny być izolowane cieplnie. Izolacja powinna być wykonana z materiałów niepalnych i nie zawierających azbestu (patrz też 1.6.11). Typ izolacji i sposób jej zamocowania powinny być takie, aby na skutek drgań nie następowało pęknięcie izolacji ani pogarszanie jej własności izolacyjnych.

Jeżeli rurociągi spalinowe lub inne nagrzewające się części przechodzą przez konstrukcje nierównoważne stali pod względem ognioodporności, to konstrukcja przejścia powinna być wykonana w taki sposób, aby temperatura zewnętrznej powierzchni izolacji oraz temperatura elementów leżących najbliżej zewnętrznej powierzchni izolacji nie mogła przekraczać 60 °C.

Jeżeli izolacja wchłania produkty ropy naftowej, to należy pokryć ją osłoną metalową lub innym odpowiednim materiałem odpornym na działanie produktów ropopochodnych. Izolację należy również zabezpieczyć przed uszkodzeniami mechanicznymi.

2.1.8 Wszystkie przedziały maszynowe należy wyposażyć w instalację wentylacyjną odpowiadającą wymaganiom zawartym w rozdziale 19.

2.1.9 W przedziale maszynowym należy przewidzieć odpowiednie zaczepty lub szyny umożliwiające przeprowadzenie napraw i przeglądów urządzeń maszynowych.

2.2 Rozmieszczenie silników, mechanizmów i elementów wyposażenia

2.2.1 Rozmieszczenie silników, mechanizmów, elementów wyposażenia, rurociągów i armatury powinno być takie, aby możliwy był dostęp do nich dla obsługi, wykonywania napraw w przypadku awarii oraz demontażu i transportu poza statek. Należy spełnić również wymagania zawarte w 2.1.1.

2.2.2 Zbiorniki paliwa, oleju smarowego i innych olejów łatwo zapalnych nie powinny być umieszczane nad rurociągami odprowadzającymi spaliny i innymi nagrzanymi powierzchniami. Należy przewidzieć zabezpieczenia (np. osłony) zapobiegające zetknięciu się ze źródłami zapłonu ewentualnego wycieku pod ciśnieniem paliwa, oleju smarowego lub innego łatwo zapalnego oleju z każdej pompy, filtra, podgrzewacza lub rurociągu.

2.2.3 Sprężarki powietrza należy ustawiać w takich miejscach, aby zasysane przez nie powietrze było w możliwie jak najmniejszym stopniu zanieczyszczone parami palnych cieczy.

2.3 Ustawienie silników, mechanizmów i elementów wyposażenia

2.3.1 Silniki, mechanizmy i elementy wyposażenia wchodzące w skład urządzeń maszynowych należy ustawiać na mocnych i sztywnych fundamentach. Konstrukcja fundamentów powinna odpowiadać wymaganiom podrozdziałów 2.17, 3.8 lub 4.13 z *Części II – Kadłub*.

Mechanizmy i elementy wyposażenia o małych wymiarach można ustawiać bezpośrednio na postach lub grodziach, na przyspawanych podkładkach.

2.3.2 Jeżeli istnieje konieczność ustawienia silników lub mechanizmów na podkładkach elastycznych, to należy stosować podkładki o konstrukcji uznanej przez PRS.

2.3.3 Ustawianie mechanizmów na podkładkach z tworzyw sztucznych podlega odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS, przy czym wymaga się, aby były to tworzywa uznane przez PRS.

2.3.4 Silniki główne i ich przekładnie oraz łożyska oporowe wałów napędowych należy mocować do fundamentów, częściowo lub całkowicie, przy pomocy śrub pasowanych. Zamiast śrub pasowanych można stosować specjalne stopery.

W przypadkach koniecznych śruby pasowane należy stosować również do mocowania mechanizmów pomocniczych do ich fundamentów.

2.3.5 Śruby mocujące do fundamentów silniki główne, silniki i mechanizmy pomocnicze oraz łożyska wałów napędowych powinny być zabezpieczone przed odkręcaniem się.

2.3.6 Silniki i mechanizmy o poziomej osi obrotu wału należy ustawiać równolegle do płaszczyzny symetrii statku. Inny kierunek ustawienia może być akceptowany pod warunkiem, że konstrukcja silnika lub mechanizmu zapewnia przy takim ustawieniu jego poprawną pracę w warunkach określonych w 1.9.

2.3.7 Silniki do napędu prądnic należy ustawiać na wspólnych fundamentach z prądnicami.

2.4 Ograniczenia stosowania paliwa ciekłego

O ile w innych miejscach *Przepisów* nie postanowiono inaczej, na statkach obowiązują następujące zasady stosowania paliwa ciekłego:

- .1 z wyjątkiem przypadku omówionego poniżej, nie wolno stosować paliw o temperaturze zapłonu niższej niż 55 °C;
- .2 do napędu urządzeń znajdujących się poza przedziałami maszynowymi dopuszcza się stosowanie paliw o temperaturze zapłonu nie niższej niż 43 °C pod warunkiem spełnienia następujących wymagań:
 - zbiorniki paliwa (z wyjątkiem zbiorników dna podwójnego) usytuowane są poza przedziałami maszynowymi,
 - na rurociągu ssącym pompy paliwowej przewidziano urządzenie do pomiaru temperatury paliwa,
 - na wlocie i wylocie z filtrów paliwa przewidziano zawory lub kurki odcinające,
 - rury łączone są w maksymalnym możliwym do realizacji stopniu poprzez zastosowanie spawanych złączy doczołowych lub złączy śrubunkowych.

3 SILNIKI SPALINOWE

3.1 Wymagania ogólne

3.1.1 Wymagania niniejszego rozdziału mają zastosowanie do wszystkich wysokoprężnych silników spalinowych o mocy znamionowej 55 kW i większej.

Zastosowanie tych wymagań w odniesieniu do silników o mocy znamionowej mniejszej niż 55 kW podlega odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

3.1.2 Moc znamionowa silników głównych powinna być wystarczająca do zapewnienia statkowi dobrej manewrowości w każdych warunkach. Osiągana prędkość statku powinna być nie mniejsza niż 6 węzłów przy swobodnym pływaniu na spokojnej wodzie.

3.1.3 Moc napędu głównego dla ustalonego biegu wstecz powinna zapewniać 70 % obrotów znamionowych biegu naprzód przez okres co najmniej 30 min.

3.1.4 W przypadku napędów głównych z przekładnią nawrotną lub śrubą nastawną bieg wsteczny nie powinien powodować przeciążenia mechanizmów napędowych.

3.1.5 Silniki główne oraz silniki napędzające prądnice powinny być przystosowane do pracy w warunkach przechyłu i przegłębienia określonych w 1.9.

3.1.6 Dany typ silnika charakteryzują:

- .1 średnica cylindra;
- .2 skok tłoka;
- .3 sposób wtrysku paliwa (wtrysk bezpośredni lub pośredni);
- .4 rodzaj paliwa;
- .5 rodzaj pracy (czterosuw lub dwusuw);
- .6 sposób wymiany ładunku (zasysanie naturalne lub doładowanie);
- .7 maksymalna moc znamionowa z cylindra, znamionowa prędkość obrotowa i maksymalne ciśnienie użyteczne;
- .8 rodzaj doładowania (doładowanie w systemie pulsacyjnym lub w systemie stałego ciśnienia);

- .9 sposób chłodzenia powietrza doładowującego (z chłodzeniem lub bez, ilość stopni chłodzenia);
- .10 układ cylindrów (układ rzędowy lub układ widlasty).

Uznaje się, że silniki są tego samego typu, jeśli wszystkie parametry i dane określone powyżej są identyczne, a same silniki nie różnią się w istotny sposób między sobą konstrukcją, elementami i materiałami.

3.1.7 Moc znamionowa*) silników spalinowych powinna być zapewniona w warunkach otoczenia określonych w tabeli 3.1.7.

Tabela 3.1.7

Warunki otoczenia	Dla statków ograniczonych rejonów żeglugi I, II i III
Ciśnienie atmosferyczne	100 kPa (750 mm Hg)
Temperatura powietrza	+40 °C
Wilgotność względna powietrza	50%
Temperatura wody zaburtowej	+25 °C

3.1.8 W przypadku awarii turbodmuchawy silnik główny dla jednosilnikowego układu napędowego powinien rozwijać moc równą co najmniej 20% jego mocy znamionowej.

3.1.9 Wymagania techniczne dotyczące emisji tlenków azotu z okrętowych silników wysokoprężnych, wynikające z postanowień Załącznika VI do *Konwencji MARPOL 73/78*, zawarte są w *Publikacji Nr 69/P – Okrętowe silniki spalinowe. Kontrola emisji tlenków azotu*.

3.2 Konstrukcja i wyposażenie silnika

3.2.1 W zasadzie nie należy przewidywać wentylowania skrzyń korbowych silników ani stosowania urządzeń, które mogłyby spowodować dopływ powietrza z zewnątrz. Jeżeli zastosowano wymuszone usuwanie gazów ze skrzyń korbowych, to podciśnienie w nich nie powinno przekraczać 0,25 kPa.

Dopuszcza się odsysanie powietrza ze skrzyni korbowej przez turbodmuchawy pod warunkiem zainstalowania sprawnie działających oddzielaczy oleju.

Średnica rur odpowietrzających skrzynię korbową powinna być jak najmniejsza, przy czym ich końce powinny być wyposażone w armaturę odcinającą płomień oraz wykonane tak, aby unieemożliwić dostanie się wody do silnika. Rury odpowietrzające powinny być wyprowadzone na otwarty pokład do miejsc, z których wykluczone jest zasysanie par do pomieszczeń służbowych i mieszkalnych.

3.2.2 Wał korbowy powinien być obliczony dla obciążeń wynikających z wartości mocy znamionowej silnika. Wymiary elementów wału powinny spełniać wymagania zawarte w *Publikacji Nr 8/P – Obliczanie wałów korbowych silników wysokoprężnych*.

3.2.3 Konstrukcje wałów korbowych nie objętych zakresem zastosowania *Publikacji Nr 8/P* oraz wałów wykonanych z żeliwa sferoidalnego o $500 \text{ MPa} \leq R_m \leq 700 \text{ MPa}$ podlegają odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS, przy czym wymagane jest przedłożenie pełnych obliczeń wytrzymałościowych lub danych doświadczalnych.

*) Jako moc znamionową przyjmuje się moc określoną przez producenta silnika, osiąganą w nieograniczonym czasie w warunkach podanych w tabeli 3.1.7, przy obciążeniach mechanicznych i cieplnych nie większych niż określone przez producenta i potwierdzone próbą pracy silnika.

3.2.4 Promień podtoczenia przejścia wału korbowego w kołnierz nie powinien być mniejszy niż 0,08 średnicy wału.

3.2.5 Powierzchniowe utwardzanie cieplne czopów wałów korbowych nie powinno obejmować rejonu przejścia czopa w ramię, z wyjątkiem przypadków, gdy wał został w całości poddany utwardzaniu.

3.2.6 Rurociągi paliwowe wysokociśnieniowe powinny być wykonywane ze stalowych rur grubościennych bez szwu i nie powinny mieć połączeń spawanych ani lutowanych.

3.2.7 Wszystkie zewnętrzne wysokociśnieniowe rurociągi paliwowe pomiędzy pompami wtryskowymi i wtryskiwaczami powinny być zabezpieczone systemem przewodów osłaniających, zdolnych do zatrzymania paliwa w przypadku uszkodzenia rurociągu wysokociśnieniowego. Przewód osłaniający i znajdujący się w jego wnętrzu rurociąg wysokociśnieniowy powinny stanowić nierozłączną całość. W skład systemu powinny również wchodzić urządzenia do gromadzenia przecieków oraz alarm informujący o uszkodzeniu wysokociśnieniowego rurociągu paliwa.

3.2.8 Instalacje paliwowe silników o mocy znamionowej poniżej 55 kW i, w szczególnych przypadkach, silników o większej mocy znamionowej mogą, po uzgodnieniu z PRS, zamiast spełnienia wymagań punktu 3.2.7 spełniać wymagania punktu 3.2.9.

3.2.9 System przewodów osłaniających wysokociśnieniowe rurociągi paliwa na silniku może zostać zastąpiony czujkami dymowymi zamontowanymi w odpowiednich miejscach nad silnikiem i połączonymi z sygnalizacją powstania pożaru, umieszczoną na mostku nawigacyjnym. W przypadku silników nie posiadających turbodoładowania, których kolektory wydechowe są w całości chłodzone cieczą, a miejsce ich ustawienia jest dobrze widoczne z mostka nawigacyjnego, instalowanie czujek i sygnalizacji może nie być wymagane.

3.2.10 Dla jednosilnikowych układów napędowych układ instalacji lub konstrukcja filtrów paliwa na rurociągu doprowadzającym paliwo do pompy wtryskowej silnika głównego powinny być takie, aby możliwe było czyszczenie filtrów bez konieczności zatrzymywania silnika. Wymóg ten dotyczy również pojedynczych zespołów prądotwórczych, których funkcjonowanie jest niezbędne dla zapewnienia bezpiecznej eksploatacji statku (patrz też 20.7.1).

3.2.11 Silniki główne i silniki pomocnicze o mocy znamionowej powyżej 37 kW powinny być wyposażone w urządzenia alarmowe, dające sygnał dźwiękowy i świetlny w przypadku niesprawności układu smarowania.

3.2.12 Dla jednosilnikowych układów napędowych układ instalacji lub konstrukcja filtrów oleju smarowego silnika głównego powinny być takie, aby możliwe było czyszczenie filtrów bez konieczności zatrzymywania silnika (patrz 21.2.3.3). Wymóg ten dotyczy również pojedynczych zespołów prądotwórczych, których funkcjonowanie jest niezbędne dla zapewnienia bezpiecznej eksploatacji statku (patrz także 20.7.1).

Na statkach otrzymujących w symbolu klasy znak ograniczenia rejonu żeglugi **III**, mających silnik główny o mocy znamionowej nie przekraczającej 150 kW i pompę olejową umieszczoną w misce olejowej, wystarczające jest zastosowanie jednego filtra oleju, pod warunkiem zainstalowania przelewowego zaworu nadmiarowego, urządzenia alarmowego sygnalizującego zanieczyszczenie filtra oraz umieszczenia na silniku w dobrze widocznym miejscu tabliczki z informacją, co ile godzin pracy należy wymieniać wkład filtra.

3.2.13 Silniki z rozruchem elektrycznym zaleca się wyposażyć w zawieszono prądnicę do automatycznego ładowania baterii akumulatorów rozruchowych.

3.2.14 Jeżeli do rozruchu silnika używa się korby, to powinna ona być samo wyłączalna lub wykonana w inny sposób zapewniający bezpieczeństwo obsługi. Rozruch ręczny silnika powinien być możliwy do wykonania przez jedną osobę, działającą na korbę siłą nie przekraczającą 160 N.

3.2.15 Wszystkie powierzchnie o temperaturze powyżej 220°C, na które może wytrysnąć strumień paliwa z uszkodzonego rurociągu, powinny być odpowiednio izolowane, zgodnie z wymaganiami punktu 2.1.7.

3.2.16 Niezależnie od postanowień punktu 15.1.9 dopuszcza się stosowanie na silnikach, w wewnętrznych obiegach chłodzenia wodą słodką, krótkich odcinków złączy elastycznych mocowanych na rurociągach opaskami zaciskowymi. Rury, z którymi łączą się odcinki elastyczne, powinny być pewnie zamocowane do silnika, a odcinki elastyczne tak ukształtowane i zamocowane opaskami do rur, aby niemożliwe było ich zsuniecie się wskutek drgań silnika.

3.2.17 Silniki główne powinny być wyposażone w ograniczniki momentu obrotowego (dawki paliwa), zapobiegające obciążeniu silnika momentem większym od znamionowego.

Jeżeli zgodnie z żądaniem armatora powinna istnieć możliwość przeciążenia silnika momentem w trakcie eksploatacji, to maksymalny przeciążeniowy moment obrotowy nie powinien przekraczać 1,1 znamionowego. W takim przypadku silnik powinien być wyposażony w ogranicznik momentu, odpowiadający jednemu z następujących warunków:

- .1 ogranicznik powinien być dwupołożeniowy, przełączany przez obsługę na moment znamionowy i na maksymalny moment przeciążeniowy, przy czym przełączenie na moment maksymalny powinno być widoczne na stanowisku sterowania silnikiem;
- .2 ogranicznik powinien być ustawiony na maksymalny moment przeciążeniowy i powinno być przewidziane urządzenie sygnalizacyjne świetlne lub dźwiękowe działające nieprzerwanie przy przekroczeniu momentu znamionowego.

3.2.18 W przypadku silników napędzających prądnicę powinna istnieć możliwość ich krótkotrwałego okresowego przeciążenia w trakcie eksploatacji momentem obrotowym równym 1,1 znamionowego, przy znamionowej liczbie obrotów.

Silniki napędzające prądnicę powinny być wyposażone w ogranicznik momentu obrotowego (dawki paliwa), zapobiegający obciążeniu silnika momentem większym od 1,1 znamionowego.

3.2.19 Każdy silnik główny powinien mieć regulator obrotów zapobiegający wzrostowi prędkości obrotowej o więcej niż 15% powyżej prędkości znamionowej.

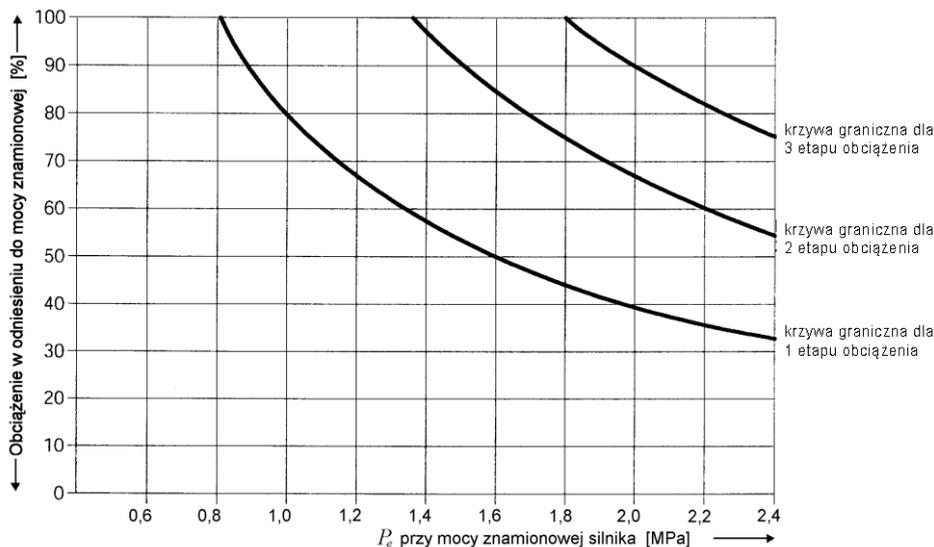
Oprócz powyższego regulatora obrotów każdy silnik główny o mocy 220 kW i większej, który może być wysprzęglony lub który napędza śrubę o skoku nastawnym, powinien być wyposażony w oddzielne urządzenie zapobiegające wzrostowi prędkości obrotowej silnika o więcej niż 20% powyżej prędkości znamionowej.

Równoważne rozwiązanie może być zaakceptowane po specjalnym rozpatrzeniu.

Urządzenie zapobiegające nadmiernemu wzrostowi prędkości obrotowej, łącznie z jego mechanizmem napędzającym, powinno być niezależne od wymaganego wyżej regulatora obrotów.

3.2.20 Każdy silnik napędzający prądnicę powinien mieć regulator obrotów zapewniający spełnienie następujących wymagań:

- .1 Po nagłym całkowitym zdjęciu obciążenia znamionowego chwilowa zmiana prędkości obrotowej silnika nie powinna przekraczać 10% prędkości znamionowej, a ustalona prędkość obrotowa powinna być osiągnięta po upływie nie więcej niż 5 s.
- .2 W zakresie obciążeń pomiędzy 0 – 100% obciążenia znamionowego ustalona prędkość obrotowa po zmianie obciążenia powinna różnić się o nie więcej niż 5% od prędkości znamionowej.
- .3 Powinna być zapewniona możliwość obciążania prądnicy w dwóch etapach (patrz też podpunkt .4) – tak, aby prądnica bez obciążenia mogła być nagle obciążona 50% mocy znamionowej, a następnie (po ustaleniu się prędkości obrotowej) pozostałymi 50% mocy. Ustalenie się prędkości obrotowej powinno być osiągnięte po upływie nie więcej niż 5 s. Ustalenie się prędkości obrotowej uznaje się za osiągnięte, jeżeli wahania obrotów nie przekraczają wartości $\pm 1\%$ zadeklarowanej prędkości obrotowej przy nowym obciążeniu.
- .4 W szczególnych przypadkach PRS może zaakceptować obciążenie prądnicy w więcej niż w dwóch etapach, zgodnie z rys. 3.2.20.4, jeżeli zostanie to uzasadnione w fazie projektowania i potwierdzone próbami elektrowni okrętowej. Należy przy tym uwzględnić moce wyposażenia elektrycznego włączającego się automatycznie i sekwencyjnie po powrocie napięcia w szynach.



Rys. 3.2.20.4

Krzywe graniczne dla obciążania silnika 4-suwowego etapami od biegu luzem do mocy znamionowej w zależności od średniego ciśnienia użytecznego P_e , [MPa]

Niezależnie od wyposażenia w regulator obrotów, każdy silnik o mocy znamionowej 220 kW i większej, napędzający prądnicę, powinien być wyposażony w oddzielne urządzenie zapobiegające wzrostowi prędkości obrotowej silnika o więcej niż 15% powyżej prędkości znamionowej.

3.2.21 Konstrukcja wiskotycznego tłumika drgań skrętnych powinna umożliwiać pobieranie próbek oleju.

3.2.22 Wyposażenie silników w przyrządy kontrolno-pomiarowe powinno być zgodne z wymaganiami punktów 1.11.1 i 1.13.6.

4 WAŁY NAPEŁDOWE

4.1 Postanowienia ogólne

4.1.1 Przytoczone w niniejszym rozdziale wzory do obliczania średnic wałów określają minimalne wymiary, bez uwzględnienia naddatku na późniejsze przetoczenie wałów w czasie eksploatacji.

Średnice wałów obliczone wg wzorów podanych w 4.2, 4.4 i 4.5 są wystarczające, gdy dodatkowe naprężenia od drgań skrętnych nie przekraczają wartości dopuszczalnych, określonych w rozdziale 8.

4.1.2 Wały pośrednie, oporowe i śrubowe powinny być wykonane ze stali o wytrzymałości na rozciąganie R_m wynoszącej od 400 do 800 MPa.

4.2 Wał pośredni

Średnica obliczeniowa wału pośredniego d_p powinna być nie mniejsza, niż określona wg wzoru:

$$d_p = 0,95Fk \sqrt[3]{\frac{PB}{nA}} \text{ [mm]} \quad (4.2-1)$$

gdzie:

F – współczynnik uwzględniający typ napędu głównego:

$F = 95$ dla napędu silnikiem wysokoprężnym z zastosowaniem sprzęgła poślizgowego (hydrokinetycznego lub elektromagnetycznego) i napędu silnikiem elektrycznym;

$F = 100$ dla innych rodzajów napędu;

k – współczynnik konstrukcji wału:

$k = 1,0$ dla wałów odkutych w całości ze sprzęgłami (patrz też 4.6.4) oraz dla wałów ze sprzęgłami osadzonymi skurczowo; wartości k dla wałów ze sprzęgłami osadzonymi na wpustach oraz dla wałów z rowkami wpustowymi, otworami i wycięciami – patrz 4.3;

P – moc znamionowa na wale pośrednim, [kW];

B – współczynnik materiałowy, określany wg wzoru:

$$B = \frac{560}{R_m + 160} \quad (4.2-2)$$

przy czym dla wałów pośrednich i oporowych $1 \geq B \geq 0,5833$, a dla wałów śrubowych $1 \geq B \geq 0,7368$;

R_m – wytrzymałość materiału wału na rozciąganie, [MPa];

n – znamionowa prędkość obrotowa wału pośredniego [obr/min];

A – współczynnik korekcyjny otworu współosiowego wierconego w wale, określany wg wzoru:

$$A = 1 - \left(\frac{d_o}{d_a}\right)^4 \quad (4.2-3)$$

gdzie:

d_o – średnica otworu współosiowego, [mm];

d_a – rzeczywista średnica wału, [mm];

w przypadku, gdy $d_o \leq 0,4d_a$ można przyjąć $A = 1$.

4.3 Otwory i wycięcia w wałach

4.3.1 Jeżeli w wałach przewidziano rowki wpustowe, otwory promieniowe lub wycięcia wzdłużne, to we wzorze 4.2-1 należy przyjmować następujące wartości współczynnika k :

- .1 $k = 1,10$ dla odcinka wału z rowkiem wpustowym:
 - na długości przekraczającej z każdej strony długość rowka o co najmniej $0,2d_p$, przy czym dolne krawędzie rowka powinny być zaokrąglone promieniem nie mniejszym niż $0,0125d_p$ i nie mniejszym niż 1 mm, oraz
 - na długości $0,2d_p$, od podstawy stożka, na którym mocowana jest na wpuście tarcza sprzęgła; wymaganie to nie ma zastosowania do stożka wału śrubowego, na którym osadzona jest śruba napędowa;Wymiary wpustu i rowka na wpust w wale i sprzęgle powinny być zgodne z 4.6.6.
- .2 $k = 1,10$ dla odcinka wału z otworem promieniowym lub wierceniem w środku tego odcinka, na długości nie mniejszej niż 7 średnic otworu, przy czym średnica otworu powinna być nie większa niż $0,3d_p$; krawędzie otworu należy zaokrąglić promieniem nie mniejszym niż $0,35$ średnicy otworu, a jego wewnętrzną powierzchnię dokładnie oszlifować;
- .3 $k = 1,20$ dla odcinka wału z wycięciem wzłużnym, na długości przekraczającej z każdej strony długość wycięcia o co najmniej $0,25d_p$, przy czym długość wycięcia powinna być nie większa niż $1,4d_p$, a szerokość – nie większa niż $0,2d_p$ (obliczonego przy $k = 1$); końce wycięcia należy zaokrąglić promieniem równym $0,5$ szerokości wycięcia, krawędzie promieniem nie mniejszym niż $0,35$ tej szerokości, a powierzchnię wycięcia dokładnie oszlifować.

4.3.2 Dla otworów i wycięć innych od określonych w 4.3.1 oraz dla wałów oporowych i śrubowych wartość współczynnika k podlega odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

4.3.3 Poza obrębem odcinków określonych w 4.3.1 średnica wału może być płynnie zmniejszona do średnicy d_p obliczonej dla $k = 1$.

4.4 Wał oporowy

Średnica wału oporowego d_{op} , na odcinku równym d_{op} po obu stronach tarczy oporowej, w przypadku zastosowania łożysk ślizgowych lub w obrębie korpusu łożyska tocznego będącego również łożyskiem oporowym, powinna być nie mniejsza od wartości obliczonej wg wzoru 4.2-1 dla współczynnika $k = 1,10$.

Poza obrębem wyżej określonych odcinków średnica wału może być płynnie zmniejszona do średnicy wału pośredniego.

4.5 Wał śrubowy

4.5.1 Średnica wału śrubowego d_{sr} powinna być nie mniejsza niż obliczona wg wzoru 4.2-1, w którym należy przyjąć:

$F = 100$ dla wszystkich rodzajów napędu;

$A = 1$ (tzn. $d_o \leq 0,4 d_a$);

Wartość współczynnika k dla wału śrubowego należy przyjmować:

$k = 1,22$ – gdy śruba napędowa jest osadzona na stożku bezwpustowo, uznaną metodą skurczową lub jest mocowana do kołnierza odkutego z wałem, natomiast wał śrubowy ma ciągłą tuleję lub jest smarowany olejem i posiada uszczelnienie uznanego typu;

$k = 1,26$ – gdy śruba napędowa jest osadzona na stożku przy pomocy wpustu, a wał śrubowy ma ciągłą tuleję lub jest smarowany olejem i posiada uszczelnienie uznanego typu.

Powyższe wartości współczynnika k należy przyjmować dla odcinka wału śrubowego pomiędzy przednią krawędzią łożyska rufowego a przednią powierzchnią piasty śruby napędowej lub, jeżeli ma to zastosowanie, powierzchnią kołnierza wału śrubowego łączącego go ze śrubą napędową, lecz na długości nie mniejszej niż $2,5d_{sr}$.

$k = 1,15$ – dla odcinka wału śrubowego pomiędzy przednią krawędzią łożyska rufowego a przednią krawędzią dziobowego uszczelnienia wału.

Dla wałów śrubowych ze smarowaniem wodą i bez ciągłych tulei określone wyżej wartości k należy zwiększyć o 2%.

Na odcinku od przedniej krawędzi uszczelnienia dziobowego średnica wału śrubowego może być płynnie zmniejszona do rzeczywistej średnicy wału pośredniego.

Dla innych niż podano wyżej konstrukcji wału śrubowego, wartość współczynnika k podlega każdorazowo odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

4.5.2 Przy osadzeniu śruby napędowej przy pomocy wpustu zbieżność stożka wału śrubowego powinna być nie większa niż 1:12. Odstępstwo od tej zasady wymaga akceptacji PRS.

Jeżeli wał śrubowy lub śruba napędowa nie są wykonane z materiału odpornego na działanie wody morskiej, to dla zapobieżenia przedostawaniu się wody na stożek wału śrubowego należy stosować odpowiednie uszczelnienia.

Nakrętka mocująca śrubę napędową na stożku powinna być zabezpieczona przed odkręcaniem się przez konstrukcyjne unieruchomienie jej względem wału. Przy wałach o średnicy do 100 mm nakrętka może być zabezpieczona przed odkręcaniem się poprzez unieruchomienie jej względem piasty śruby.

Zewnętrzna średnica gwintu dla nakrętki zabezpieczającej śrubę na stożku wału powinna być nie mniejsza niż 0,6 średnicy podstawy tego stożka.

4.5.3 Zakończenie rowka na wpust na stożku wału śrubowego dla śruby napędowej powinno być oddalone od podstawy stożka co najmniej o $0,2d_{sr}$. Zakończenie to dla wałów o średnicy od 100 mm wwyż powinno mieć taki kształt, aby dolna płaszczyzna rowka tworzyła stopniowy wznios ku powierzchni stożka. Górne krawędzie rowka od strony podstawy stożka należy łagodnie zaokrąglić. Dolne krawędzie rowka należy zaokrąglić promieniem równym $0,0125d_{sr}$, lecz nie mniejszym niż 1,0 mm.

Wymiary rowka na wpust i wymiary wpustu powinny być takie, aby nacisk jednostkowy od średniego momentu skręcającego przy znamionowej liczbie obrotów i znamionowej mocy, działający na boczną ściankę rowka w wale i w piąście śruby nie przekraczał 0,50 granicy plastyczności ich materiałów.

4.5.4 Zaleca się skuteczne zabezpieczenie wałów śrubowych przed stykaniem się z wodą morską przez zastosowanie tulei lub uszczelnień. Sposób zabezpieczenia ma bezpośredni związek z minimalną średnicą wału śrubowego (patrz 4.5.1) oraz częstotliwością przeglądów wałów.

4.5.5 Tuleje wałów śrubowych należy wykonywać ze stopów miedzi wysokiej jakości odpornych na korozyjne działanie wody morskiej.

Grubość tulei wału, s , powinna spełniać warunek:

$$s \geq 0,03 d_{sr} + 7,5 \text{ [mm]} \quad (4.5.5)$$

gdzie:

d_{sr} – patrz 4.5.1.

Grubość tulei pomiędzy łożyskami może być zmniejszona do $0,75s$.

4.5.6 W zasadzie należy stosować tuleje ciągłe, tzn. wykonane z jednego kawałka materiału. Tuleje składające się z odcinków mogą być uznane jako tuleje ciągłe pod warunkiem uzgodnienia z PRS metod łączenia tych odcinków, przy czym połączenia te nie powinny znajdować się w obrębie łożysk.

Jako skuteczne zabezpieczenie wałów śrubowych mogą być również uznane tuleje dzielone, z odcinkami pomiędzy nimi pokrytymi tworzywami uznanymi przez PRS i metodą uzgodnioną z PRS.

4.5.7 Jako uszczelnienia wału śrubowego spełniające warunek skutecznego zabezpieczenia przed stykaniem się z wodą morską mogą być stosowane wyłącznie uszczelnienia typu uznanego przez PRS.

4.5.8 Dla statków ze wzmocnieniami lodowymi należy spełnić dodatkowo wymagania podrozdziału 25.2.

4.6 Złącza wałów

4.6.1 Wszystkie śruby łączące kołnierze wałów powinny być w zasadzie pasowane. Liczba śrub pasowanych może być zmniejszona do 50% ogólnej liczby śrub, przy czym liczba śrub pasowanych powinna być nie mniejsza niż trzy.

Mogą być również stosowane połączenia kołnierzone przenoszące moment przez tarcie (bez śrub pasowanych), jednak stosowanie takich konstrukcji podlega odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

Nakrętki śrub łączących kołnierze wałów powinny być zabezpieczone przed odkręcaniem się.

4.6.2 Średnica śrub pasowanych łączących kołnierze wałów, d_s , powinna być nie mniejsza niż określona wg wzoru:

$$d_s = 0,65 \sqrt{\frac{d_p^3 (R_{mp} + 160)}{i D R_{ms}}} \quad [\text{mm}] \quad (4.6.2)$$

gdzie:

d_p – średnica obliczeniowa wału pośredniego z uwzględnieniem wzmocnień lodowych, jeżeli są wymagane, [mm]; w przypadku zwiększenia tej średnicy ze względu na drgania skrętne, jako d_p należy przyjąć rzeczywistą średnicę wału pośredniego;

i – liczba śrub pasowanych w złązcu;

D – średnica koła podziałowego śrub łączących kołnierze, [mm];

R_{mp} – wytrzymałość na rozciąganie materiału wału, [MPa];

R_{ms} – wytrzymałość na rozciąganie materiału śrub, [MPa]; przy czym $R_{mp} \leq R_{ms} \leq 1,7R_{mp}$ oraz $R_{ms} \leq 1000$ MPa.

4.6.3 Grubość kołnierzy wałów pośrednich i oporowych oraz przedniego kołnierza wału śrubowego (pod łbami śrub) powinna być nie mniejsza niż $0,2d_p$ lub d_s , obliczonej ze wzoru 4.6.2 dla materiału, z jakiego wykonano wał, w zależności od tego która z tych wartości jest większa.

Grubość kołnierza wału śrubowego łączącego go ze śrubą napędową powinna być nie mniejsza niż $0,25$ rzeczywistej średnicy wału śrubowego d_{sr} .

Stosowanie kołnierzy z nierównoległymi powierzchniami zewnętrznymi podlega odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS, przy czym ich grubość powinna być nie mniejsza niż d_s .

4.6.4 Promień zaokrąglenia u nasady kołnierza wału powinien być nie mniejszy niż $0,08$ rzeczywistej średnicy wału.

Zaokrąglenie może być wykonane zmiennymi promieniami, jednak pod warunkiem, że współczynnik koncentracji naprężeń nie będzie większy niż przy zaokrągleniu jednym promieniem. Powierzchnia zaokrąglenia powinna być gładka i nie naruszona podtoczeniami dla łbów śrub lub ich nakrętek.

4.6.5 Zbieżność stożków wałów w przypadku osadzenia sprzęgieł przy pomocy wpustów powinna być nie większa niż 1:12.

4.6.6 Wymiary rowków na wpust i wpustów sprzęgieł powinny być takie, aby nacisk jednostkowy od średniego momentu skręcającego, przy znamionowej mocy i znamionowej liczbie obrotów, na boczne ścianki rowka, na wpust w wale i kołnierzu nie przekraczał 0,5 granicy plastyczności ich materiałów. Górne krawędzie rowka należy łagodnie zaokrąglić. Dolne krawędzie rowka należy zaokrąglić promieniem nie mniejszym niż 0,125 średnicy wału, mierzonej przy podstawie stożka, i nie mniejszym niż 1 mm.

4.6.7 Jeżeli przewidziane jest wiercenie w wale dla wkrętu mocującego wpust na stożku, to może być ono wykonane tylko w połówce wpustu przyległej do mniejszej średnicy stożka.

4.7 Łożyska wału śrubowego

4.7.1 Długość łożyska znajdującego się najbliżej pędnika powinna być:

- .1 przy zastosowaniu gwajaku lub materiałów gumowych – nie mniejsza niż $4d_{sr}$ (d_{sr} – patrz 4.5.1);
- .2 przy zastosowaniu białego metalu – taka, aby średni nacisk jednostkowy na łożysko, wywołany masą śruby i wału śrubowego nie przekraczał 0,65 MPa, przy czym długość łożyska w każdym przypadku powinna być nie mniejsza niż $2 d_{sr}$;
- .3 przy zastosowaniu tworzyw sztucznych – każdorazowo uzgodniona z PRS.

4.7.2 Jeżeli do smarowania łożysk pochwy zastosowano wodę, to na pochwie lub na grodzi należy zamontować zawór zaporowo-zwrotny.

Na rurociągu doprowadzającym wodę do smarowania łożyska pochwy należy zainstalować wskaźnik przepływu.

4.7.3 Łożyska pochwy smarowane olejem powinny mieć wymuszone chłodzenie oleju, z wyjątkiem przypadku gdy skrajnik rufowy jest stale napełniony wodą.

Należy przewidzieć stałą kontrolę temperatury oleju w łożyskach pochwy smarowanych olejem.

4.7.4 W przypadku olejowego smarowania łożysk wału śrubowego, zbiorniki grawitacyjne powinny być usytuowane ponad linią zanurzenia oraz wyposażone w poziomowskazy i sygnalizację niskiego poziomu oleju.

4.8 Urządzenia hamulcowe

W zestawie linii wałów powinno być przewidziane urządzenie hamulcowe. W tym celu mogą być zastosowane: hamulec, obracarka lub inna blokada uniemożliwiająca swobodne obracanie się linii wałów w przypadku awarii napędu głównego.

5 PĘDNIKI

5.1 Postanowienia ogólne

5.1.1 Konstrukcja pędników innych niż klasyczne śruby podlega odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

5.1.2 Wytyczne dotyczące napraw śrub napędowych zawarte są w *Publikacji Nr 7/P – Naprawy śrub napędowych ze stopów miedzi*.

5.2 Grubość skrzydeł

5.2.1 Grubość skrzydła, s , powinna być nie mniejsza niż określona wg wzoru:

$$s = 0,95 \frac{3,65A}{\sqrt[3]{(0,312 + \frac{H}{D})^2}} \sqrt{\frac{P}{nbZM}} \quad (5.2.1)$$

gdzie:

- s – maksymalna grubość rozwiniętego cylindrycznego przekroju skrzydła, mierzona prostopadle do powierzchni strony cisnącej lub do cięciwy geometrycznej profilu, odpowiednio na promieniu $0,2R$ dla śrub odlanych w całości, $0,25R$ lub $0,3R$ dla śrub o konstrukcji składanej, $0,35R$ dla śrub o skoku nastawnym oraz $0,6R$ dla wszystkich śrub niezależnie od ich konstrukcji, [mm];
- A – współczynnik wyznaczany z tabeli 5.2.1, dla promienia odpowiednio: $0,2R$, $0,25R$, $0,3R$, $0,35R$ i $0,6R$ oraz zadanego kąta odchylenia skrzydła; gdy kąt odchylenia skrzydła różni się od wartości wyszczególnionych w tabeli, to współczynnik A należy przyjąć jak dla najbliższej większej wartości kąta;

Tabela 5.2.1
Wartości współczynnika A

Promień skrzydła, [m]	Kąt odchylenia skrzydła, mierzony po stronie cisnącej skrzydła, [stopnie]								
	0	2	4	6	8	10	12	14	16
0,2R	390	391	393	395	397	400	403	407	411
0,25R	378	379	381	383	385	388	391	394	398
0,3R	367	368	369	371	373	376	379	383	387
0,35R	355	356	357	359	361	364	367	370	374
0,6R	236	237	238	240	241	243	245	247	249

P – moc znamionowa silnika głównego, [kW];

n – znamionowa prędkość obrotowa wału śrubowego, [obr/min];

Z – liczba skrzydeł;

b – wyprostowana szerokość skrzydła, odpowiednio na promieniu $0,2R$, $0,25R$, $0,3R$, $0,35R$ i $0,6R$, [m];

D – średnica śruby, [m];

R – promień śruby, [m];

$\frac{H}{D}$ – skok względny na promieniu $0,7R$;

$M = 0,6R_{m(s)} + 180$, lecz nie więcej niż 570 MPa dla stali i nie więcej niż 610 MPa dla stopów niezłaznych;

$R_{m(s)}$ – wytrzymałość na rozciąganie materiału skrzydła, [MPa].



5.2.2 Grubość wierzchołków skrzydeł śruby powinna być nie mniejsza niż $0,0035D$.

5.2.3 Pośrednie grubości skrzydła powinny być tak dobrane, aby linie łączące punkty maksymalnych grubości przekrojów skrzydła od stopy poprzez grubości pośrednie do wierzchołka miały płynny przebieg.

5.2.4 W uzasadnionych przypadkach PRS może rozpatrzyć propozycje odmienne od wymagań 5.2.1 i 5.2.2, pod warunkiem przedłożenia dokładnych obliczeń wytrzymałościowych.

5.2.5 Dla statków ze wzmocnieniami lodowymi należy spełnić dodatkowo wymagania podrozdziału 25.3.

5.3 Piastry i elementy mocujące skrzydła

5.3.1 Promienie zaokrąglenia przejścia skrzydła w piastrę powinny wynosić w miejscu największej grubości skrzydła po stronie ssącej co najmniej $0,04D$, a po stronie cisańskiej co najmniej $0,03D$ (D – średnica śruby napędowej).

Jeżeli skrzydła nie są pochylone, to promień przejścia po obu stronach nie powinien być mniejszy niż $0,03D$.

5.3.2 Przy śrubach z uszczelnieniem wg 4.5.2 w piaście śruby napędowej należy wykonać otwory, służące do napełniania smarem wolnych przestrzeni pomiędzy piastrą a stożkiem wału. Należy również wypełniać smarem przestrzeń pod kapturem nakrętki dociskającej śrubę napędową.

Smar stosowany do wypełniania wspomnianych przestrzeni powinien mieć konsystencję stałą i nie powinien powodować korozji.

5.3.3 Jeżeli skrzydła śruby napędowej są mocowane do piastry śrubami, to średnica trzpienia oraz średnica rdzenia gwintu tych śrub, d_s , powinna być nie mniejsza niż średnica obliczona wg wzoru:

$$d_s = ks \sqrt{\frac{bR_{m(s)}}{d_1 R_{m(sm)}}} \quad [\text{mm}] \quad (5.3.3)$$

gdzie:

$k = 0,33$ w przypadku zastosowania 3 śrub po stronie cisańskiej;

$k = 0,30$ w przypadku zastosowania 4 śrub po stronie cisańskiej;

$k = 0,28$ w przypadku zastosowania 5 śrub po stronie cisańskiej;

s – największa grubość skrzydła przy piaście w przekroju obliczonym zgodnie z 5.2.1, [mm];

b – wyprostowana szerokość skrzydła (przekrój obliczeniowy) przy piaście, [m];

$R_{m(s)}$ – wytrzymałość na rozciąganie materiału skrzydeł, [MPa];

$R_{m(sm)}$ – wytrzymałość na rozciąganie materiału śrub mocujących, [MPa];

d_1 – średnica koła podziałowego śrub mocujących; w przypadku rozmieszczenia śrub nie na kole podziałowym, $d_1 = 0,85l$,

l – odległość między śrubami umieszczonymi najdalej od siebie, [m].

5.4 Materiał śrub napędowych

Śruby napędowe odlewane w całości, skrzydła i piastry śrub składanych oraz śrub o skoku nastawnym powinny być wykonane ze stopów miedzi lub staliw stopowych, spełniających wymagania podane w *Przepisach klasyfikacji i budowy statków morskich*, odpowiednio w podrozdziale 17.3 lub 13.2 z Części IX – *Materiały i spawanie*.

Dla statków bez wzmocnień lodowych może być również dopuszczony materiał MM 55 wg PN-H-87026:1991 o własnościach: $R_m \geq 450$ MPa, $R_e \geq 180$ MPa, $A_5 \geq 15$ %.

Stosowanie innych materiałów podlega odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

5.5 Wyważanie śrub napędowych oraz śrub sterów strumieniowych i aktywnych

5.5.1 Śruby po całkowitym zakończeniu obróbki powinny być wyważone zgodnie z wymaganiami odpowiednich norm.

5.5.2 Różnica masy podstawowych i zapasowych skrzydeł śrub składanych oraz śrub o skoku nastawnym nie powinna przekraczać 1,5 %.

5.6 Śruby o skoku nastawnym

5.6.1 Hydrauliczny układ wykonawczy urządzenia nastawczego skrzydeł śruby statków I rejonu żeglugi powinien być obsługiwany przez dwie niezależne pompy o jednakowej wydajności – zasadniczą i rezerwową. Jedna z tych pomp może być napędzana silnikiem głównym, przy czym powinna ona zapewniać przesterowanie skrzydeł śruby w każdych warunkach pracy tego silnika. W przypadku statków wyposażonych w dwa niezależne układy napędowe (silnik ze śrubą nastawną), pompy rezerwowe nie są wymagane. Statki II i III rejonu żeglugi, niezależnie od ilości układów napędowych, nie muszą posiadać pomp rezerwowych.

5.6.2 Urządzenie nastawcze skrzydeł śruby napędowej powinno być tak wykonane, aby w przypadku awarii hydraulicznego układu wykonawczego istniała możliwość ustawienia skrzydeł w położenie dla ruchu statku naprzód.

5.6.3 Czas przesterowania skrzydeł śruby nastawnej z położenia ruchu statku „cała naprzód” na ruch „cała wstecz” nie powinien przekraczać 20 sekund.

6 PRZEKŁADNIE ZĘBATE, SPRZĘGŁA ELASTYCZNE I ROZŁĄCZNE

6.1 Wymagania ogólne

6.1.1 Konstrukcja przekładni powinna zapewniać ich normalną eksploatację w warunkach przechyłu i przegłębienia określonych w punkcie 1.9.

6.1.2 Wirujące części przekładni i sprzęgieł powinny być wyważane przez producenta z dokładnością określaną przez normy i standardy producenta. Fakt wyważania powinien być udokumentowany sprawozdaniem.

- .1 Wyważeniu statycznemu podlegają części wirujące z prędkością obwodową:
 $v \geq 40$ m/s, jeśli zostały poddane całkowitej obróbce mechanicznej zapewniającej ich centryczność;
 $v \geq 25$ m/s, jeśli nie zostały poddane takiej obróbce.
- .2 Wyważeniu dynamicznemu podlegają części wirujące z prędkością obwodową:
 $v \geq 50$ m/s.

6.2 Przekładnie zębate

6.2.1 Postanowienia ogólne

6.2.1.1 Wymagania niniejszego podrozdziału dotyczą głównych i pomocniczych przekładni zębatych o kołach walcowych z zazębieniem zewnętrznym i wewnętrznym, z zębami prostymi lub śrubowymi, o zarysie ewolwentowym.

Inne typy przekładni podlegają specjalnemu rozpatrzeniu przez PRS.

6.2.1.2 Dokumentacja przekładni (patrz 1.3.7) powinna zawierać wszystkie dane niezbędne do wykonania obliczeń sprawdzających, przeprowadzonych wg zasad opisanych w 6.2.3. Obliczenia dotyczą kół zębatych i wałów w ciągu przenoszenia mocy silnika od wejścia do wyjścia z przekładni.

6.2.2 Dane do obliczeń naprężeń w zębach kół zębatych

6.2.2.1 Symbole i określenia użyte w niniejszym podrozdziale oparte są głównie na normie ISO 6336, normie PN-92/M-88509/00 i PN-93/14-88509/01; dotyczą obliczenia zdolności przeniesienia obciążenia przez przekładnię, biorąc pod uwagę naprężenia stykowe (wg metody opisanej w 6.2.4) i naprężenia zginające stopy zębów (wg metody opisanej w 6.2.5).

6.2.2.2 Dla współpracującej pary kół zębatych, celem uproszczenia zapisów w wymaganiach, przyjęto następujące nazwy:

zębnik – koło zębate z pary współpracującej, mające mniejszą liczbę zębów (indeks 1 przy wszystkich dotyczących tego koła symbolach),

koło – koło zębate z pary współpracującej, mające większą liczbę zębów (indeks 2 przy wszystkich dotyczących tego koła symbolach).

We wzorach dotyczących obliczeń sprawdzających przekładni okrętowych (kół zębatych) są używane następujące symbole:

a – odległość osi współpracujących kół zębatych, [mm];

b – szerokość zazębienia (wspólna dla współpracującej pary kół zębatych), [mm];

b_1 – szerokość wieńca zębatego – zębника, [mm];

b_2 – szerokość wieńca zębatego – koła, [mm];

d – średnica walca podziałowego (średnica podziałowa), [mm];

d_1 – średnica walca podziałowego – zębника, [mm];

d_2 – średnica walca podziałowego – koła, [mm];

d_{a1} – średnica walca wierzchołków zębów – zębника, [mm];

d_{a2} – średnica walca wierzchołków zębów – koła, [mm];

d_{b1} – średnica walca zasadniczego – zębника, [mm];

d_{b2} – średnica walca zasadniczego – koła, [mm];

d_{f1} – średnica walca stóp zębów – zębника, [mm];

d_{f2} – średnica walca stóp zębów – koła, [mm];

d_{w1} – średnica walca tocznego – zębника, [mm];

d_{w2} – średnica walca tocznego – koła, [mm];

F_t – nominalna siła styczna na walcu tocznym, [N];

F_b – nominalna siła styczna na walcu zasadniczym w przekroju czołowym, [N];

h – wysokość zęba, [mm];

m_n – moduł normalny, [mm];

m_t – moduł czołowy, [mm];

n_1 – prędkość obrotowa – zębника, [obr/min];

- n_2 – prędkość obrotowa – koła, [obr/min];
 P – maksymalna moc ciągła przenoszona przez przekładnię (w przypadku przekładni głównych przeznaczonych na statki ze wzmocnieniami lodowymi należy uwzględnić wymagania punktu 25.1), [kW];
 T_1 – moment obrotowy przenoszony przez zębnik, [Nm];
 T_2 – moment obrotowy przenoszony przez koło, [Nm];
 u – przełożenie;
 v – prędkość obwodowa na walcu tocznym, [m/s];
 x_1 – współczynnik przesunięcia zarysu odniesienia – zębniaka;
 x_2 – współczynnik przesunięcia zarysu odniesienia – koła;
 z_1 – liczba zębów zębniaka;
 z_2 – liczba zębów koła;
 z_n – zastępcza liczba zębów;
 α_n – kąt zarysu na walcu podziałowym, w przekroju normalnym, [°];
 α_t – kąt zarysu na walcu podziałowym w przekroju czołowym, [°];
 α_{tw} – kąt zarysu na walcu tocznym w przekroju czołowym, [°];
 β – kąt pochylenia linii zęba na walcu podziałowym, [°];
 β_b – kąt pochylenia linii zęba na walcu zasadniczym, [°];
 ε_α – wskaźnik zazębienia czołowy, [-];
 ε_β – wskaźnik zazębienia poskokowy, [-];
 ε_γ – wskaźnik zazębienia całkowity, [-];
 $inv \alpha$ – kąt ewolwentowy zarysu zęba towarzyszący rozpatrywanemu kątowi zarysu α , [rad];
 α – kąt zarysu (dla określenia kąta ewolwentowego), [°].

Uwaga:

1. Dla zazębień wewnętrznych z_2 , a , d_2 , d_{a2} , d_{b2} oraz d_{w2} mają wartości ujemne.
2. We wzorze określającym naprężenia stykowe zębów b jest szerokością zazębienia na walcu tocznym.
3. We wzorze określającym naprężenia zginające w stopach zębów b_1 lub b_2 są szerokościami przy odpowiednich stopach zębów. W żadnym przypadku b_1 i b_2 nie powinny być większe od b o więcej niż jeden moduł (m_n) po każdej stronie.
4. Szerokość zazębienia b może być użyta we wzorze określającym naprężenia zginające w stopach zębów, jeśli zastosowano baryłkowatość lub odciążenie końca zębów.

6.2.2.3 Wybrane wzory dla zazębienia:

Przełożenie określa się jak niżej:

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_{w2}}{d_{w1}} = \frac{d_2}{d_1} \quad (6.2.2.3)$$

u ma wartość:

- dodatnią dla zazębień zewnętrznych,
- ujemną dla zazębień wewnętrznych.

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta}$$

$$\operatorname{tg} \beta_b = \operatorname{tg} \beta \cdot \cos \alpha_t$$

$$d = \frac{z \cdot m_n}{\cos \beta}$$

$$d_b = d \cdot \cos \alpha_t = d_w \cdot \cos \alpha_{tw}$$

$$a = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2}$$

$$z_n = \frac{z}{\cos^2 \beta_b \cdot \cos \beta}$$

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}$$

$$\operatorname{inv} \alpha = \operatorname{tg} \alpha - \frac{\pi \cdot \alpha}{180}$$

$$\operatorname{inv} \alpha_{tw} = \operatorname{inv} \alpha_t + 2 \operatorname{tg} \alpha_n \cdot \frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2}$$

$$\varepsilon_a = \frac{0,5 \sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} \pm 0,5 \cdot \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} - \alpha \cdot \sin \alpha_{tw}}{\pi \cdot m_n \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \beta}}$$

Uwaga:

Znak "+" w powyższym wzorze należy interpretować następująco:

"+" - dotyczy zazębienia zewnętrznych,

"-" - dotyczy zazębienia wewnętrznych.

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \sin \beta}{\pi \cdot m_n}$$

Uwaga:

Dla wieńców daszkowych b należy przyjmować jako szerokość zazębienia jednokierunkowego.

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta$$

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60\,000} = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60\,000}$$

$$d_{w1} = 2\alpha \cdot \frac{z_1}{z_1 + z_2}; \quad d_{w2} = 2\alpha \cdot \frac{z_2}{z_1 + z_2} \quad [\text{mm}]$$

6.2.2.4 Nominalna siła styczna na walcu tocznym, F_t

Nominalna siła styczna na walcu tocznym, F_t , leżąca w płaszczyźnie prostopadłej do osi obrotu, jest obliczona na podstawie maksymalnej ciągłej mocy przenoszonej przez przekładnię z uwzględnieniem wymagania podanego w punkcie 25.1, według następujących wzorów:

$$T_1 = 9549 \frac{P}{n_1}; \quad T_2 = 9549 \frac{P}{n_2} \quad (6.2.2.4-1)$$

$$F_t = 2000 \frac{T_1}{d_1} = 2000 \frac{T_2}{d_2} \quad [\text{N}] \quad (6.2.2.4-2)$$

6.2.3 Współczynniki wspólne dla sprawdzanych warunków wytrzymałościowych (naprężeń stykowych i zginających)

W niniejszym podrozdziale określone są współczynniki mające zastosowanie we wzorach sprawdzających wytrzymałość zębów kół zębatych na naprężenia stykowe (wg 6.2.4) oraz na naprężenia zginające stopy zębów (wg 6.2.5). Inne współczynniki specyficzne dla wzorów wytrzymałościowych zawarte są w 6.2.4 oraz 6.2.5.

Wszystkie współczynniki należy obliczać na podstawie odnośnych wzorów lub podanych wytycznych.

6.2.3.1 Współczynnik zastosowania, K_A

Współczynnik zastosowania uwzględnia przeciążenia dynamiczne wywołane w przekładni na skutek sił zewnętrznych.

K_A dla przekładni konstruowanych dla nieograniczonej żywotności należy określać jako stosunek maksymalnego momentu występującego w przekładni (przyjmuje się, że obciążenie przekładni jest okresowo zmienne) do jej momentu nominalnego.

Moment znamionowy, używany w dalszych obliczeniach, należy przyjmować jako stosunek mocy znamionowej i znamionowej prędkości obrotowej.

Współczynnik K_A zależy głównie od:

- charakterystyk mechanizmów napędowych i napędzanych,
- stosunku mas,
- typu sprzęgła,
- warunków eksploatacji (przeciążenie obrotami – tzw. rozbieganie, zmiany warunków obciążenia śruby napędowej itp.).

Dla pracy w pobliżu obrotów krytycznych należy wykonać staranną analizę takich warunków pracy.

Współczynnik K_A powinien być określony pomiarami lub uznaną przez PRS metodą analizy. Jeżeli współczynnik nie może być określony w ten sposób to jego wartość liczbowa można przyjąć wg tabeli 6.2.3.1.

Tabela 6.2.3.1
Wartości K_A w zależności od zastosowania przekładni

Zespół napędowy współpracujący z przekładnią	Wartości K_A	
	Napęd główny	Napęd pomocniczy
Silnik wysokoprężny z hydraulicznym lub elektromagnetycznym sprzęgłem poślizgowym	1	1
Silnik wysokoprężny ze sprzęgłem wysokoelastycznym	1,3	1,2
Silnik wysokoprężny z innym rodzajem sprzęgła	1,5	1,4
Silnik elektryczny	–	1

6.2.3.2 Współczynnik rozkładu obciążenia, K_γ

Współczynnik rozkładu obciążenia uwzględnia nierównomierny rozkład obciążenia w przekładniach wielostopniowych – wielodrożnych (podwójny tandem, przekładnia obiegowa, uzębienie daszkowe itp.).

K_γ należy określać jako stosunek maksymalnego obciążenia w rzeczywistym zazębieniu do równomiernie rozłożonego obciążenia. Współczynnik ten zależy głównie od dokładności i elastyczności stopni przekładni oraz dróg przepływu obciążenia.

Współczynnik rozkładu obciążenia, K_γ , powinien być określany pomiarami lub metodą analizy. Jeżeli jest to niemożliwe, to K_γ należy określać następująco:

- dla przekładni obiegowych według wzoru:

$$K_\gamma = 1 + 0,25\sqrt{n_{pl} - 3} \quad (6.2.3.2-1)$$

gdzie:

$n_{pl} \geq 3$ – liczba planet

- dla przekładni podwójny tandem według wzoru:

$$K_{\gamma} = 1 + \frac{0,2}{\phi} \quad (6.2.3.2-2)$$

gdzie:

ϕ – skrócenie tulei odciążającej wału przy pełnym obciążeniu, [°]

- dla przekładni daszkowych według wzoru:

$$K_{\gamma} = 1 + \frac{F_{ext}}{F_t \cdot \text{tg}\beta} \quad (6.2.3.2-3)$$

gdzie:

F_{ext} – zewnętrzna siła poosiowa (siła pochodząca spoza przekładni), [N].

6.2.3.3 Współczynnik dynamiczny, K_v

Współczynnik dynamiczny, K_v , uwzględnia obciążenia dynamiczne powstające wewnątrz przekładni w wyniku drgań zębniaka i koła względem siebie.

K_v należy określać jako stosunek maksymalnego obciążenia dynamicznego na boczną powierzchnię zęba do maksymalnego obciążenia zewnętrznego określonego jako $(F_t \cdot K_A \cdot K_{\gamma})$.

Współczynnik ten zależy głównie od:

- błędów zazębienia (zależnych od błędów podziałki i profilu),
- mas zębniaka i koła,
- zmiany sztywności zazębienia w cyklu obciążenia zęba,
- prędkości obwodowej na walcu tocznym,
- dynamicznego niewyważenia kół i wału,
- sztywności wału i łożysk,
- charakterystyk tłumienia przekładni.

W przypadkach, w których spełnione są wszystkie poniższe warunki:

a) koła zębate stalowe lub z ciężkimi wieńcami,

b) $\frac{F_t}{b} > 150$ [N/mm],

c) $z_1 < 50$,

d) parametr $\frac{v \cdot z_1}{100}$ jest w zakresie podkrytycznym:

- dla zazębień śrubowych $\frac{v \cdot z_1}{100} < 14$;
- dla zazębień prostych $\frac{v \cdot z_1}{100} < 10$;
- dla pozostałych typów zazębień $\frac{v \cdot z_1}{100} < 3$.

współczynnik dynamiczny, K_v , może być obliczany jak podano niżej:

.1 dla zazębień prostych:

K_v – wg rysunku 6.2.3.3-2,

.2 dla zazębień śrubowych:

- jeżeli $\varepsilon_{\beta} > 1$

K_v – wg rysunku 6.2.3.3-1,

- jeżeli $\varepsilon_{\beta} < 1$

K_v – jako interpolacja liniowa wg zależności

$$K_v = K_{v2} - \varepsilon_{\beta} \cdot (K_{v2} - K_{v1}),$$

gdzie:

K_{v1} – jest wartością K_v dla ząbów śrubowych wg rys. 6.2.3.3-1,

K_{v2} – jest wartością K_v dla ząbów prostych wg rys. 6.2.3.3-2.

- .3 Współczynnik K_v dla wszystkich typów ząbów może być również obliczony według wzoru:

$$K_v = 1 + K_1 \cdot \frac{v \cdot z_1}{100} \quad (6.2.3.3.3)$$

gdzie:

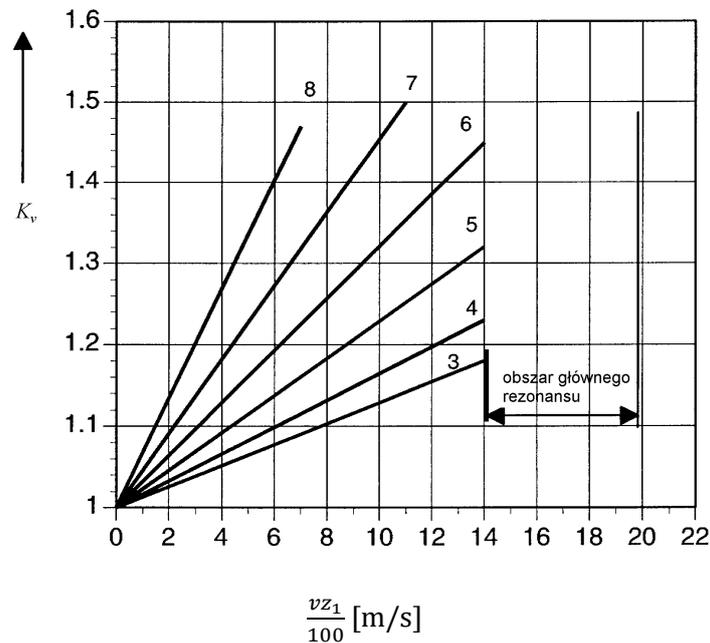
K_1 – wartości podane w tabeli 6.2.3.3.

Tabela 6.2.3.3
Wartości K_1 dla obliczenia współczynnika K_v

	Wartości K_1					
	Klasy dokładności wg ISO 1328					
	3	4	5	6	7	8
Zęby proste	0,022	0,030	0,043	0,062	0,092	0,125
Zęby śrubowe	0,0125	0,0165	0,0230	0,0330	0,0480	0,0700

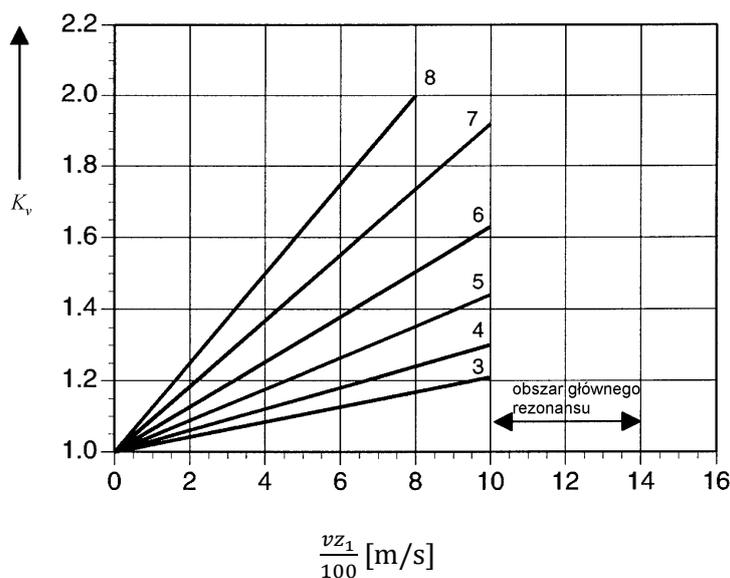
Uwaga:

Jeżeli w przekładni zastosowano koła zębate wykonane w różnej klasie dokładności, to do obliczeń należy przyjmować najniższą z nich.



Rys. 6.2.3.3-1

Współczynnik dynamiczny dla ząbów śrubowych. Klasy dokładności 3 – 8 wg ISO 1328



Rys. 6.2.3.3-2

Współczynnik dynamiczny dla ząbów prostych. Klasy dokładności 3 – 8 wg ISO 1328

Dla przekładni innych niż określone wyżej do wyznaczenia współczynnika K_v należy stosować wymagania normy ISO 6336 – metoda B.

6.2.3.4 Współczynniki wzdłużnego rozkładu obciążenia, $K_{H\beta}$ i $K_{F\beta}$

Współczynnik wzdłużnego rozkładu obciążenia, $K_{H\beta}$ dla naprężeń stykowych, $K_{F\beta}$ dla naprężeń zginających w stopie zęba, uwzględniają skutki nierównomiernego rozkładu obciążenia na długości zęba.

$K_{H\beta}$ należy określać następująco:

$$K_{H\beta} = \frac{\text{maksymalne naprężenie stykowe}}{\text{średnie naprężenie stykowe}}$$

$K_{F\beta}$ należy określać następująco:

$$K_{F\beta} = \frac{\text{maksymalne naprężenie zginające w stopie zęba}}{\text{średnie naprężenie zginające w stopie zęba}}$$

Średnie naprężenia zginające w stopie zęba odnoszą się do rozpatrywanej szerokości koła zębatego b_1 względnie b_2 .

Współczynniki $K_{H\beta}$ oraz $K_{F\beta}$ zależą głównie od:

- dokładności wykonania zębów przez producenta;
- błędów montażu w wyniku błędów wytoczenia otworów;
- luzów łożyskowych;
- błędów wzajemnego ułożenia osi zębnika i koła;
- odkształceń wywołanych małą sztywnością elementów przekładni, wałów, łożysk, obudowy i posadowienia części;
- wydłużeń i odkształceń cieplnych w temperaturze roboczej;
- kompensującej konstrukcji części (baryłkowatość, odciążenie końców zębów itp.).

Zależności pomiędzy współczynnikami $K_{H\beta}$ oraz $K_{F\beta}$:

- .1 W przypadku gdy na końcach zębów istnieje silniejszy nacisk, współczynnik $K_{F\beta}$ należy obliczyć według wzoru:

$$K_{F\beta} = (K_{H\beta})^N \quad (6.2.3.4.1)$$

$$\text{gdzie: } N = \frac{\left(\frac{b}{h}\right)^2}{1 + \frac{b}{h} + \left(\frac{b}{h}\right)^2} \quad \frac{b}{h} = \min\left(\frac{b_1}{h_1}; \frac{b_2}{h_2}\right)$$

Uwaga:

Dla kół zębatych daszkowych należy przyjmować szerokość uzębienia jednokierunkowego.

- .2 W przypadku gdy końce zębów poddane są niewielkiemu naciskowi lub są odciążone (baryłkowatość, odciążenie końców):

$$K_{F\beta} = K_{H\beta}$$

Współczynniki rozkładu obciążeń, $K_{H\beta}$ dla naprężeń stykowych i $K_{F\beta}$ dla naprężeń zginających w stopie zęba, mogą być określone zgodnie z wymaganiami normy ISO 6336/1 – metoda C2.

6.2.3.5 Współczynniki poprzecznego rozkładu obciążenia, $K_{H\alpha}$ i $K_{F\alpha}$

Współczynniki poprzecznego rozkładu obciążenia:

$K_{H\alpha}$ – dla naprężeń stykowych,

$K_{F\alpha}$ – dla naprężeń zginających w stopie zęba

uwzględniają wpływ błędów podziałki i profilu na poprzeczny rozdział obciążenia pomiędzy dwoma lub więcej parami zazębienia.

Współczynniki $K_{H\alpha}$ i $K_{F\alpha}$ zależą głównie od:

- ogólnej sztywności zazębienia;
- całkowitej siły stycznej ($F_t \cdot K_A \cdot K_\gamma \cdot K_v \cdot K_{H\beta}$);
- błędu podziałki na walcu podziałowym;
- przytępienia wierzchołka zęba;
- dopuszczalnej nierównomierności prędkości obrotowej.

Współczynniki poprzecznego rozkładu obciążenia, $K_{H\alpha}$ dla naprężeń stykowych i $K_{F\alpha}$ dla naprężeń zginających w stopie zęba, należy określić zgodnie z wymaganiami normy ISO 6336 – metoda B.

6.2.3.6 Inne metody doboru współczynników aniżeli określone w 6.2.3 mogą być stosowane w obliczeniach pod warunkiem, że metody te będą uznane przez PRS.

6.2.4 Naprężenia stykowe zębów kół zębatych

6.2.4.1 Kryterium wytrzymałości na naprężenie stykowe sformułowane jest przy wykorzystaniu wzorów Hertza do obliczenia nacisków powierzchniowych w czynnym punkcie zazębienia (lub w wewnętrznym punkcie zazębienia) pojedynczej pary zębów. Naprężenie stykowe σ_H powinno być równe lub mniejsze od dopuszczalnego naprężenia stykowego σ_{HP} .

6.2.4.2 Wzór podstawowy do obliczenia naprężeń stykowych σ_H

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \sqrt{K_A \cdot K_\gamma \cdot K_v \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}} \leq \sigma_{HP} \quad [\text{N/mm}^2] \quad (6.2.4.2)$$

gdzie:

σ_{H0} – podstawowa wartość naprężeń stykowych dla zębownika i koła obliczona wg wzoru:



$$\sigma_{H0} = Z_B \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot Z_E \cdot \sqrt{\frac{F_t}{d_{w1} \cdot b} \cdot \frac{u+1}{u}} \quad [\text{N/mm}^2] \quad \text{dla zębnika,}$$

$$\sigma_{H0} = Z_D \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot Z_E \cdot \sqrt{\frac{F_t}{d_{w2} \cdot b} \cdot \frac{u+1}{u}} \quad [\text{N/mm}^2] \quad \text{dla koła,}$$

gdzie:

F_t, b, d, u (patrz 6.2.2);

Z_B – współczynnik pojedynczej pary zazębienia dla zębnika (patrz 6.2.4.4);

Z_D – współczynnik pojedynczej pary zazębienia dla koła (patrz 6.2.4.4);

Z_H – współczynnik strefy (patrz 6.2.4.5);

Z_E – współczynnik elastyczności (patrz 6.2.4.6);

Z_ε – współczynnik wskaźnika zazębienia (patrz 6.2.4.7);

Z_β – współczynnik pochylenia linii zębów (patrz 6.2.4.8);

K_A – współczynnik zastosowania (patrz 6.2.3.1);

K_γ – współczynnik rozkładu obciążenia (patrz 6.2.3.2);

K_v – współczynnik dynamiczny (patrz 6.2.3.3);

$K_{H\alpha}$ – współczynnik poprzecznego rozkładu obciążenia (patrz 6.2.3.5);

$K_{H\beta}$ – współczynnik wzdłużnego rozkładu obciążenia (patrz 6.2.3.4).

6.2.4.3 Wzór do obliczania dopuszczalnych naprężeń stykowych σ_{HP}

Dopuszczalne naprężenia stykowe σ_{HP} należy określać oddzielnie dla każdej pary (zębnika i koła) według wzoru:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_H} \cdot Z_N \cdot Z_L \cdot Z_v \cdot Z_R \cdot Z_W \cdot Z_X \quad [\text{N/mm}^2] \quad (6.2.4.3)$$

gdzie:

σ_{Hlim} – wytrzymałość zmęczeniowa na naprężenia stykowe dla materiału zęba $[\text{N/mm}^2]$ (patrz 6.2.4.9);

S_H – współczynnik bezpieczeństwa dla naprężeń stykowych (patrz 6.2.4.14);

Z_N – współczynnik żywotności (patrz 6.2.4.10);

Z_L – współczynnik smarowania (patrz 6.2.4.11);

Z_v – współczynnik prędkości (patrz 6.2.4.11);

Z_R – współczynnik chropowatości (patrz 6.2.4.11);

Z_W – współczynnik stosunku twardości (patrz 6.2.4.12);

Z_X – współczynnik wielkości (patrz 6.2.4.13).

6.2.4.4 Współczynniki pojedynczej pary zazębienia, Z_B i Z_D

Współczynniki pojedynczej pary zazębienia, Z_B dla zębnika i Z_D dla koła, uwzględniają wpływ krzywizny powierzchni bocznej zęba na naprężenia stykowe w punkcie (linii) styku pojedynczej pary zębów w stosunku do Z_H .

Współczynniki przekształcają naprężenia stykowe określone w biegunie zazębienia na naprężenia stykowe, z uwzględnieniem krzywizny powierzchni bocznej zęba w centralnym punkcie styku pojedynczej pary.

Współczynniki Z_B dla zębnika i Z_D dla koła należy określać się w następujący sposób:

– dla kół zębatych o zębach prostych ($\varepsilon_\beta = 0$):

$$Z_B = \max(M_1; 1) \quad (6.2.4.4-1)$$

$$Z_D = \max(M_2; 1) \quad (6.2.4.4-2)$$

gdzie:

$$M_1 = \frac{\operatorname{tg} \alpha_{tw}}{\sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{d_{a1}}{d_{b1}} \right)^2 - 1 - \frac{2\pi}{z_1}} \right] \cdot \left[\sqrt{\left(\frac{d_{a2}}{d_{b2}} \right)^2 - 1 - (\varepsilon_\alpha - 1) \frac{2\pi}{z_2}} \right]}}$$

$$M_2 = \frac{\operatorname{tg} \alpha_{tw}}{\sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{d_{a2}}{d_{b2}} \right)^2 - 1 - \frac{2\pi}{z_2}} \right] \cdot \left[\sqrt{\left(\frac{d_{a1}}{d_{b1}} \right)^2 - 1 - (\varepsilon_\alpha - 1) \frac{2\pi}{z_1}} \right]}}$$

- dla kół zębatych o zębach śrubowych,
jeśli $\varepsilon_\beta \geq 1$

$$Z_B = Z_D = 1$$

jeśli $\varepsilon_\beta < 1$, wartości Z_B i Z_D należy określać przez interpolację liniową pomiędzy wartościami Z_B i Z_D dla zazębnień prostych a wartościami Z_B i Z_D dla zazębnień śrubowych, dla których $\varepsilon_\beta \geq 1$.

A zatem:

$$Z_B = \max \{ [M_1 - \varepsilon_\beta \cdot (M_1 - 1)]; 1 \} \quad (6.2.4.4-3)$$

$$Z_D = \max \{ [M_2 - \varepsilon_\beta \cdot (M_2 - 1)]; 1 \} \quad (6.2.4.4-4)$$

6.2.4.5 Współczynnik strefy, Z_H

Współczynnik strefy, Z_H , uwzględnia wpływ krzywizny bocznej zęba w biegunie zazębienia na nacisk powierzchniowy określony wzorami Hertza oraz stosunek sił stycznych na walcu podziałowym do sił normalnych na walcu tocznym.

Współczynnik strefy, Z_H , należy obliczać według wzoru:

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b \cdot \cos \alpha_{tw}}{\cos^2 \alpha_t \cdot \sin \alpha_{tw}}} \quad (6.2.4.5)$$

6.2.4.6 Współczynnik elastyczności, Z_E

Współczynnik elastyczności, Z_E , uwzględnia wpływ właściwości sprężystych materiału określonych modułem sprężystości Younga oraz liczbą Poissona na naciski powierzchniowe obliczane wzorami Hertza.

Współczynnik elastyczności, Z_E , należy obliczać według wzoru:

$$Z_E = \sqrt{\frac{E_1 \cdot E_2}{\pi [(1 - \nu_1^2) \cdot E_1 + (1 - \nu_2^2) \cdot E_2]}} \quad [\text{N}^{1/2}/\text{mm}] \quad (6.2.4.6)$$

gdzie:

E_1, E_2 – moduł sprężystości Younga materiału zęba [N/mm^2];

ν_1, ν_2 – liczba Poissona materiału zęba [–].

Dla kół zębatych stalowych gdy $E_1 = E_2 = 206\,000 \text{ N}/\text{mm}^2$ oraz $\nu_1 = \nu_2 = 0,3$ współczynnik elastyczności wynosi:

$$Z_E = 189,8 \quad [\text{N}^{1/2}/\text{mm}].$$

Dopuszcza się stosowanie wymagań normy ISO 6336 dla określenia współczynnika Z_E .

6.2.4.7 Współczynnik wskaźnika zazębienia, Z_ε

Współczynnik wskaźnika zazębienia, Z_ε , uwzględnia wpływ czołowego wskaźnika zazębienia ε_α i poskokowego wskaźnika zazębienia ε_β na jednostkowe obciążenie stykowe zębów.

Współczynnik wskaźnika zazębienia, Z_ε , należy określać następująco:

- dla kół zębatych o zębach prostych według wzoru:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4-\varepsilon_\alpha}{3}} \quad (6.2.4.7-1)$$

- dla kół zębatych o zębach śrubowych według wzoru:

gdy $\varepsilon_\beta < 1$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4-\varepsilon_\alpha}{3} \cdot (1 - \varepsilon_\beta) + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}} \quad (6.2.4.7-2)$$

gdy $\varepsilon_\beta \geq 1$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} \quad (6.2.4.7-3)$$

6.2.4.8 Współczynnik pochylenia linii zębów, Z_β

Współczynnik pochylenia linii zębów, Z_β , uwzględnia wpływ kąta pochylenia linii zębów na trwałość powierzchni, dopuszczając takie zmienne, jak rozkład obciążenia wzdłuż linii styku. Z_β zależy tylko od kąta pochylenia linii zębów.

Współczynnik pochylenia linii zębów, Z_β , należy obliczać według wzoru:

$$Z_\beta = \sqrt{\cos\beta} \quad (6.2.4.8)$$

6.2.4.9 Wytrzymałość zmęczeniowa na naprężenia stykowe, σ_{Hlim}

Dla danego materiału σ_{Hlim} jest wartością dopuszczalnych, powtarzalnych naprężeń stykowych, jakie mogą być przenoszone w sposób ciągły. Ta wartość może być rozpatrywana jako poziom naprężeń stykowych jakie materiał może wytrzymać bez pittingu przez co najmniej $5 \cdot 10^7$ cykli obciążeń.

Dla tego celu pitting może być określany:

- dla nieutwardzonych powierzchni zębów, jeżeli obszar pittingu jest większy niż 2% całkowitej powierzchni czynnej,
- dla utwardzonych powierzchni zębów, jeśli obszar pittingu jest większy niż 0,5% całkowitej powierzchni czynnej lub jest większy niż 4% powierzchni pojedynczego zęba.

Wartość σ_{Hlim} odpowiada 1% (lub mniejszemu) prawdopodobieństwu uszkodzenia.

Wytrzymałość zmęczeniowa na naprężenia stykowe zależy głównie od:

- składu materiału, jego jednorodności i wad;
- własności mechanicznych;
- naprężeń szczątkowych;
- procesu utwardzania, głębokości warstwy utwardzonej, gradientu utwardzenia;
- struktury materiału (odkuvka, materiał walcowany, odlew).

Dopuszczalna wartość naprężeń stykowych σ_{Hlim} powinna być określona zgodnie z wynikami prób materiałów zastosowanych w konstrukcji. Jeżeli brak wyników z takich prób, to wartość naprężeń stykowych σ_{Hlim} należy określać zgodnie z wymaganiami normy ISO 6336/5 – klasa jakości MQ.

6.2.4.10 Współczynnik żywotności, Z_N

Współczynnik żywotności, Z_N , uwzględnia wyższe dopuszczalne naprężenia stykowe w przypadku, gdy wymagana jest ograniczona żywotność (liczba cykli obciążeń).

Współczynnik zależy głównie od:

- materiału i utwardzenia;
- liczby cykli;
- współczynników Z_R, Z_v, Z_L, Z_W, Z_X .

Współczynnik żywotności Z_N należy określać zgodnie z wymaganiami normy ISO 6336/2 – metoda B.

6.2.4.11 Współczynniki smarowania, prędkości i chropowatości, Z_L, Z_v i Z_R

Współczynnik smarowania, Z_L , uwzględnia wpływ rodzaju oleju i jego lepkości, współczynnik prędkości, Z_v , uwzględnia wpływ prędkości obwodowej (v) na walcu tocznym, a współczynnik chropowatości, Z_R , uwzględnia wpływ chropowatości powierzchni na jej trwałość.

Współczynniki te należy obliczać dla bardziej miękkiego z materiałów, jeżeli współpracujące zęby mają różną twardość.

Współczynniki te zależą głównie od:

- lepkości oleju smarowego w obrębie styku zębów;
- sumy prędkości chwilowych na powierzchni zębów;
- obciążenia;
- względnego promienia krzywizny w biegunie zazębienia;
- chropowatości bocznej powierzchni zęba;
- twardości zębownika i koła.

Współczynniki te należy określać następująco:

- .1 współczynnik smarowania, Z_L , należy obliczać według wzoru:

$$Z_L = C_{ZL} + \frac{4(1-C_{ZL})}{(1,2 + \frac{134}{v_{40}})^2} \quad (6.2.4.11.1)$$

gdzie:

v_{40} – nominalna lepkość kinematyczna oleju stosowanego w przekładni w temperaturze 40 °C.

$$C_{ZL} = \left(\frac{\sigma_{Hlim} - 850}{350} \right) 0,08 + 0,83 \quad \text{dla } 850 \leq \sigma_{Hlim} \leq 1200 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

Uwaga:

Jeżeli $\sigma_{Hlim} < 850$ MPa, należy przyjmować $C_{ZL} = 0,83$. Jeżeli $\sigma_{Hlim} > 1200$ MPa, należy przyjmować $C_{ZL} = 0,91$.

- .2 Współczynnik prędkości, Z_v , należy obliczać według wzoru:

$$Z_v = C_{ZV} + \frac{2(1-C_{ZV})}{\sqrt{0,8 + \frac{32}{v}}} \quad (6.2.4.11.2)$$

gdzie:

$$C_{ZV} = \left(\frac{\sigma_{Hlim} - 850}{350} \right) 0,08 + 0,85 \quad \text{dla } 850 \leq \sigma_{Hlim} \leq 1200 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

Uwaga:

Jeżeli $\sigma_{Hlim} < 850$ MPa, należy przyjmować $C_{ZV} = 0,85$. Jeżeli $\sigma_{Hlim} > 1200$ MPa, należy przyjmować $C_{ZV} = 0,93$.

.3 Współczynnik chropowatości, Z_R , należy obliczać według wzoru:

$$Z_R = \left(\frac{3}{R_{Z10}}\right)^{C_{ZR}} \quad (6.2.4.11.3)$$

gdzie:

$$C_{ZR} = 0,32 - 0,0002\sigma_{Hlim} \quad \text{dla } 850 \leq \sigma_{Hlim} \leq 1200 \quad [\text{N/mm}^2]$$

Uwaga:

Jeżeli $\sigma_{Hlim} < 850$ N / mm², należy przyjmować $C_{ZR} = 0,150$.

Jeżeli $\sigma_{Hlim} > 1200$ N / mm², należy przyjmować $C_{ZR} = 0,080$.

R_{Z10} – średnia amplituda chropowatości współpracującej pary kół odniesiona do względnego promienia krzywizny zębów, [μm]

$$R_{Z10} = R_{red} \sqrt[3]{\frac{10}{\rho_{red}}}$$

gdzie:

R_{red} – średnia amplituda wysokości nierówności (chropowatości) współpracujących kół zębatych (należy określać zgodnie z normą ISO 6336), [μm]

$$R_{red} = \frac{R_{Z1} + R_{Z2}}{2}, \text{ gdzie}$$

jeżeli chropowatość podana jest jako średnia – R_a

$$R_{Z1} = 6R_{a1}$$

$$R_{Z2} = 6R_{a2}$$

gdzie:

R_{Z1} – wysokość nierówności (chropowatości) zębnika, [μm];

R_{Z2} – wysokość nierówności (chropowatości) koła, [μm];

R_{a1} – średnie arytmetyczne odchylenie zarysu od linii średniej zębnika, [μm];

R_{a2} – średnie arytmetyczne odchylenie zarysu od linii średniej koła, [μm].

Uwaga:

Pomiarów chropowatości należy dokonywać na kilku powierzchniach bocznych zębów.

ρ_{red} – względny promień krzywizny zębów współpracujących kół zębatych

$$\rho_{red} = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}$$

gdzie:

$$\rho_{1,2} = 0,5d_{b1,2} \text{tg} \alpha_{tw}$$

Uwaga:

Dla zazębnień wewnętrznych d_{b2} ma znak ujemny.

6.2.4.12 Współczynnik stosunku twardości, Z_W

Współczynnik stosunku twardości, Z_W , uwzględnia wpływ trwałości zębów z miękkiej stali współpracujących z zębami znacznie twardszymi, o gładkiej powierzchni.

Współczynnik Z_W ma zastosowanie tylko do bardziej miękkich zębów i zależy głównie od:

- twardości bardziej miękkich zębów;

- stopowych składników bardziej miękkich zębów;
- chropowatości powierzchni bocznych twardszych zębów.

Współczynnik Z_W należy obliczać według wzoru:

$$Z_W = 1,2 - \frac{HB-130}{1700} \quad (6.2.4.12)$$

gdzie:

HB – jest twardością bardziej miękkiego materiału, w stopniach Brinella,

- dla $HB < 130$ należy przyjmować $Z_W = 1,2$;
- dla $HB > 470$ należy przyjmować $Z_W = 1$.

6.2.4.13 Współczynnik wielkości, Z_X

Współczynnik wielkości, Z_X , uwzględnia wpływ wymiarów zęba na dopuszczalne naprężenia stykowe i niejednorodność właściwości materiałów.

Współczynnik ten zależy głównie od:

- materiału i obróbki cieplnej;
- wymiarów zębów i przekładni;
- stosunku głębokości utwardzenia do wymiarów zęba;
- stosunku głębokości utwardzenia do zastępczego promienia krzywizny.

Dla zębów hartowanych na wskroś i hartowanych powierzchniowo z głębokością utwardzenia odpowiednią do wymiarów zęba i do względnego promienia krzywizny $Z_X = 1$. Jeżeli głębokość utwardzenia jest względnie mała, wówczas należy przyjąć mniejszą wartość Z_X .

6.2.4.14 Współczynnik bezpieczeństwa dla naprężeń stykowych, S_H

Wartość liczbowa współczynnika bezpieczeństwa dla naprężeń stykowych, S_H , uzależniona jest od przeznaczenia przekładni oraz od tego, czy zastosowana jest ona w pojedynczym zespole, czy w dwu i większej liczbie zespołów.

Współczynnik bezpieczeństwa należy określać według tabeli 6.2.4.14.

Tabela 6.2.4.14

Rodzaj napędu	S_H	
	Dwa i więcej zespołów	Zespół pojedynczy
Główny	1,2	1,4
Pomocniczy	1,15	1,2

Dla przekładni niezależnych zdwojonych głównych układów napędowych oraz dla przekładni mechanizmów pomocniczych zainstalowanych na statku w ilości większej niż określona wymaganiami *Przepisów*, po uzgodnieniu z PRS wartość S_H może być obniżona.

6.2.5 Naprężenia zginające stopy zębów kół zębatych

6.2.5.1 Kryterium wytrzymałości stopy zęba na zginanie określa dopuszczalny poziom miejscowych naprężeń rozrywających w stopie zęba. Naprężenia zginające w stopie σ_F i dopuszczalne naprężenia zginające w stopie σ_{FP} powinny być obliczane odrębnie dla zębniaka i koła. Wartość σ_F nie może przekraczać wartości σ_{FP} . Poniższe określenia mają zastosowanie do kół zębatych z wieńcami o grubości większej niż $3,5 m_n$ oraz dla $\alpha_n \leq 25^\circ$ i dla $\beta \leq 30^\circ$. Dla większych wartości α_n i β wyniki obliczeń należy potwierdzić doświadczalnie lub zweryfikować zgodnie z postanowieniami normy ISO 6336 – metoda A.

6.2.5.2 Wzór podstawowy do obliczania naprężeń zginających:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot Y_F \cdot Y_S \cdot Y_\beta \cdot K_A \cdot K_\gamma \cdot K_v \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \leq \sigma_{FP} \quad [\text{N/mm}^2] \quad (6.2.5.2)$$

gdzie:

 F_t, b, m_n (patrz 6.2.2.2); Y_F – współczynnik kształtu zęba (patrz 6.2.5.4); Y_S – współczynnik korekcji naprężeń (patrz 6.2.5.5); Y_β – współczynnik pochylenia linii zębów (patrz 6.2.5.6); K_A – współczynnik zastosowania (patrz 6.2.3.1); K_γ – współczynnik rozkładu obciążenia (patrz 6.2.3.2); K_v – współczynnik dynamiczny (patrz 6.2.3.3); $K_{F\alpha}$ – współczynnik poprzecznego rozkładu obciążenia (patrz 6.2.3.5); $K_{F\beta}$ – współczynnik wzdłużnego rozkładu obciążenia (patrz 6.2.3.4).**6.2.5.3** Wzór podstawowy do obliczania dopuszczalnych naprężeń zginających σ_{FP} :

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{FE}}{S_F} \cdot Y_d \cdot Y_N \cdot Y_{\delta relT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X \quad [\text{N/mm}^2] \quad (6.2.5.3)$$

gdzie:

 σ_{FE} – wytrzymałość zmęczeniowa na zginanie, $[\text{N/mm}^2]$ (patrz 6.2.5.7); S_F – współczynnik bezpieczeństwa dla naprężeń zginających w stopie zęba (patrz 6.2.5.13); Y_d – współczynnik konstrukcji (patrz 6.2.5.8); Y_N – współczynnik żywotności (patrz 6.2.5.9); $Y_{\delta relT}$ – współczynnik względnej czułości na działanie karbu (patrz 6.2.5.10); Y_{RrelT} – współczynnik względny powierzchni (patrz 6.2.5.11); Y_X – współczynnik wielkości (patrz 6.2.5.12).**6.2.5.4** Współczynnik kształtu zęba, Y_F

Współczynnik kształtu zęba, Y_F , uwzględnia wpływ kształtu zęba na nominalne naprężenia zginające z siłą działającą w zewnętrznym punkcie styku pojedynczej pary zębów. Współczynnik Y_F należy określić odrębnie dla zębownika i koła. W przypadku zębów śrubowych współczynnik kształtu należy określić dla przekroju normalnego, tj. dla „zastępczego” koła z zębami prostymi o zastępczej liczbie zębów (z_n).

Współczynnik kształtu zęba, Y_F , należy obliczać według wzoru:

$$Y_F = \frac{6 \cdot \frac{h_F}{m_n} \cos \alpha_{Fen}}{\left(\frac{S_{Fn}}{m_n}\right)^2 \cos \alpha_n} \quad \text{dla } \alpha \leq 25^\circ \text{ oraz } \beta \leq 30^\circ \quad (6.2.5.4)$$

gdzie:

 h_F – ramię momentu zginającego dla naprężeń zginających w stopie zęba wywołanych siłą przyłożoną w zewnętrznym punkcie styku pojedynczej pary zębów, [mm]; S_{Fn} – cięciwa stopy zęba w przekroju krytycznym, [mm]; α_{Fen} – kąt zarysu w zewnętrznym punkcie styku pojedynczej pary zębów o przekroju normalnym, [°].**Uwaga:**Wielkości używane do wyznaczenia Y_F zobrazowane są na rys. 6.2.5.5.W celu określenia $h_F, S_{Fn}, \alpha_{Fen}$ można zastosować wytyczne podane w normie ISO 6336.

6.2.5.5 Współczynnik koncentracji naprężeń, Y_S

Współczynnik koncentracji naprężeń, Y_S , jest stosowany do zmiany nominalnych naprężeń zginających na miejscowe naprężenia w stopie zęba, przy założeniu, że w stopie występują nie tylko naprężenia zginające.

Współczynnik Y_S odnosi się do siły przyłożonej w zewnętrznym punkcie styku pojedynczej pary zębów i powinien być określany odrębnie dla zębniaka i koła.

Współczynnik koncentracji naprężeń, Y_S , należy określać według wzoru:

$$Y_S = (1,2 + 0,13 \cdot L) \cdot q_S \left(\frac{1}{1,12 + \frac{2,3}{L}} \right) \quad \text{dla } 1 \leq q_S < 8 \quad (6.2.5.5)$$

gdzie:

q_S – parametr karbu określony według wzoru:

$$q_S = \frac{S_{Fn}}{2\rho_F}$$

gdzie:

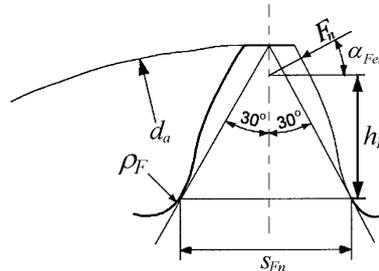
ρ_F – promień zaokrąglenia stopy zęba, [mm];

L – współczynnik zginania zęba określony według wzoru:

$$L = \frac{S_{Fn}}{h_F}$$

h_F, S_{Fn} – patrz 6.2.5.4.

W celu określenia ρ_F można zastosować wytyczne podane w normie ISO 6336.



6.2.5.6 Współczynnik pochylenia linii zębów, Y_β

Współczynnik pochylenia linii zębów, Y_β , uwzględnia różnicę pomiędzy uzębieniem śrubowym i zastępczym uzębieniem prostym w przekroju normalnym, dla którego w pierwszym kroku wykonywane są obliczenia. W ten sposób uwzględniane są korzystniejsze warunki dla naprężeń w stopie zęba w wyniku tego, że linie styku są nachylone wzdłuż powierzchni bocznej zęba.

Współczynnik pochylenia linii zębów zależy od ε_β oraz β i należy go obliczać według wzoru:

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \frac{\beta}{120} \quad (6.2.5.6)$$

Przyjmuje się:

$\varepsilon_\beta = 1$, jeżeli $\varepsilon_\beta > 1$ oraz

$\beta = 30^\circ$, jeżeli $\beta > 30^\circ$.

6.2.5.7 Wytrzymałość zmęczeniowa na zginanie, σ_{FE}

Wytrzymałość zmęczeniowa na zginanie, σ_{FE} , dla danego materiału jest wartością miejscowych naprężeń w stopie zęba, jaka może być przenoszona w nieograniczonym czasie.

Zgodnie z normą ISO 6336 jako najniższą granicę wytrzymałości zmęczeniowej uznaje się wytrzymałość określoną dla liczby 3×10^6 cykli obciążeń.

Wartość σ_{FE} jest określona jako bezkierunkowe naprężenie pulsacyjne o wartości minimalnej równej zero (pomijane są naprężenia resztkowe w wyniku obróbki cieplnej). Inne warunki, takie jak naprężenia przemiennie lub przeciążenie itp. są uwzględnione przez współczynnik konstrukcji Y_d .

Wartość σ_{FE} odpowiada 1% lub mniejszemu prawdopodobieństwu uszkodzenia.

Wytrzymałość zmęczeniowa zależy głównie od:

- składu materiału, jego czystości i wad;
- własności mechanicznych;
- naprężeń resztkowych;
- procesu utwardzania, głębokości strefy utwardzonej, gradientu twardości;
- struktury materiału (odkuwka, materiał walcowany, odlew).

Wytrzymałość zmęczeniowa na zginanie σ_{FE} powinna być określona zgodnie z wynikami prób materiałów zastosowanych w konstrukcji. Jeżeli brak wyników z takich prób, to wartość wytrzymałości zmęczeniowej na zginanie σ_{FE} należy określać zgodnie z wymaganiami normy ISO 6336/5 – klasa jakości MQ.

6.2.5.8 Współczynnik konstrukcji, Y_d

Współczynnik konstrukcji, Y_d , uwzględnia wpływ obciążenia przy biegu wstecz i przeciążenia od połączeń skurczowych na wytrzymałość stopy zęba, w stosunku do wytrzymałości stopy zęba obciążonej bezkierunkowo, jak określono dla σ_{FE} .

Współczynnik konstrukcji, Y_d , dla obciążeń przy biegu wstecz należy określać według tabeli 6.2.5.8:

Tabela 6.2.5.8

	Y_d
Ogólnie	1
Dla kół zębatych sporadycznie obciążanych niepełną mocą na biegu wstecz, takich jak koła główne w przekładniach nawrotnych	0,9
Dla kół zębatych biegu jałowego	0,7

6.2.5.9 Współczynnik żywotności, Y_N

Współczynnik żywotności, Y_N , uwzględnia możliwość wyższych dopuszczalnych naprężeń zginających w przypadku, gdy dopuszczalna jest ograniczona żywotność (liczba cykli obciążeń) przekładni.

Współczynnik ten zależy głównie od:

- materiału i utwardzenia;
- liczby cykli obciążeń;
- współczynników $Y_{\delta relT}$, Y_{RrelT} , Y_X .

Współczynnik żywotności należy określać zgodnie z wymaganiami normy ISO 6336/5 – metoda B.

6.2.5.10 Współczynnik względnej czułości na działanie karbu, $Y_{\delta relT}$

Współczynnik względnej czułości na działanie karbu, $Y_{\delta relT}$, pokazuje zakres, do jakiego teoretyczne spiętrzenie naprężeń jest większe od wytrzymałości zmęczeniowej.

Współczynnik zależy głównie od materiału i względnego gradientu naprężeń.

Współczynnik ten należy przyjmować:

- dla parametrów karbu (patrz 6.2.5.5) w zakresie $1,5 \leq q_S < 4$, $Y_{\delta relT} = 1$;
- dla parametrów karbu poza tym zakresem zgodnie z wymaganiami normy ISO 6336.

6.2.5.11 Współczynnik względny powierzchni, Y_{RrelT}

Współczynnik względny powierzchni, Y_{RrelT} , uwzględnia zależność wytrzymałości stopy zęba od stanu powierzchni łuku przejścia, głównie od amplitudy chropowatości.

Współczynnik względny powierzchni, Y_{RrelT} , należy określać według tabeli 6.2.5.11:

Tabela 6.2.5.11

	$R_z < 1$	$1 \leq R_z \leq 40$	Materiał
Y_{RrelT}	1,120	$1,675 - 0,53 \cdot (R_z + 1)^{0,1}$	stale nawęglane, stale hartowane na wskroś ($\sigma_B \geq 800 \text{ N/mm}^2$)
	1,070	$5,3 - 4,2 \cdot (R_z + 1)^{0,01}$	stale normalizowane ($\sigma_B < 800 \text{ N/mm}^2$)
	1,025	$4,3 - 3,26 \cdot (R_z + 1)^{0,005}$	stale azotowane

Uwaga:

1. R_z – wysokość nierówności (chropowatości) powierzchni łuku przejścia w stopę zęba.
2. Jeżeli chropowatość określona jest jako średnie arytmetyczne odchylenie zarysu od linii średniej (R_a), to zachodzi związek:

$$R_z = 6R_a$$

Metoda ta może być stosowana tylko w tym przypadku, gdy rysy i podobne wady powierzchniowe nie są większe niż $2R_z$.

6.2.5.12 Współczynnik wielkości, Y_X

Współczynnik wielkości, Y_X , uwzględnia obniżanie się wytrzymałości wraz ze wzrostem wymiarów zęba.

Współczynnik ten zależy głównie od:

- materiału i obróbki cieplnej;
- wymiarów zęba i kół zębatych;
- stosunku wielkości nawęglania do wymiarów zęba.

Współczynnik wielkości, Y_X , należy określać według tabeli 6.2.5.12.

**Tabela 6.2.5.12
Współczynnik wielkości, Y_X**

$Y_X = 1,00$	dla $m_n \leq 5$	ogólnie
$Y_X = 1,03 - 0,006 m_n$	dla $5 < m_n < 30$	stale normalizowane i hartowane na wskroś
$Y_X = 0,85$	dla $m_n \geq 30$	
$Y_X = 1,05 - 0,010 m_n$	dla $5 < m_n < 25$	stale hartowane powierzchniowo
$Y_X = 0,80$	dla $m_n \geq 25$	

6.2.5.13 Współczynnik bezpieczeństwa dla naprężeń zginających w stopach zębów, S_F

Wartość liczbowa współczynnika bezpieczeństwa dla naprężeń zginających w stopach zębów, S_F , uzależniona jest od przeznaczenia przekładni, oraz od tego, czy zastosowana jest ona w pojedynczym zespole, czy w dwu i większej liczbie zespołów.

Współczynnik bezpieczeństwa, S_F , należy określać według tabeli 6.2.5.13.

Tabela 6.2.5.13

Rodzaj napędu	S_F	
	Dwa i więcej zespołów	Zespół pojedynczy
Główny	1,55	2
Pomocniczy	1,4	1,45

Dla przekładni niezależnych zdwojonych głównych układów napędowych oraz dla przekładni mechanizmów pomocniczych zainstalowanych na statku w ilości większej niż określona wymaganiami *Przepisów*, po uzgodnieniu z PRS wartość S_H może być obniżona.

6.2.6 Wały

Wały nie poddawane znacznym zmiennym obciążeniom zginającym powinny odpowiadać, w zakresie mającym zastosowanie, wymaganiom podrozdziałów 4.2, 4.3, 4.4 i 4.6.

6.2.7 Wykonanie kół zębatach – uwagi ogólne

6.2.7.1 Koła zębata o konstrukcji spawanej powinny być odprężone.

6.2.7.2 Wieńce kół zębatach osadzone skurczowo powinny być projektowane na przeniesienie co najmniej dwukrotnego maksymalnego momentu dynamicznego.

Do obliczeń osadzenia skurczowego należy przyjmować współczynniki tarcia określone w tabeli 6.2.7.2.

Tabela 6.2.7.2

Metoda osadzenia	stal/stal	stal/żeliwo, również sferoidalne
Wieniec nagrzewany w oleju	0,13	0,10
Wieniec nagrzewany w piecu gazowym (niezabezpieczony przed penetracją oleju na powierzchnię styku koła z wieńcem)	0,15	0,12
Powierzchnie styku odtłuszczone i zabezpieczone przed penetracją oleju	0,18	0,14

Zamiast obliczeń osadzenia skurczowego może być zaakceptowane sprawdzenie osadzenia próbą pod obciążeniem (w pełnym zakresie); metoda prób i dobór obciążenia podlega uzgodnieniu z PRS.

6.2.8 Łożyskowanie wałów przekładni zębatach

6.2.8.1 Łożysko oporowe i jego zamocowanie do fundamentu powinno mieć sztywność skutecznie zapobiegającą szkodliwym odkształceniom i drganiom wzdłużnym wału.

6.2.8.2 Łożyska toczne przekładni napędu głównego powinny być w zasadzie obliczone na trwałość L_{10} wynoszącą:

- 40 000 godz. dla łożysk oporowych śruby napędowej;
- 30 000 godz. dla innych łożysk.

Krótsza żywotność łożysk może być rozważana, jeśli przewiduje się urządzenia monitorujące stan łożysk lub w instrukcji obsługi wymagane jest przeprowadzanie z odpowiednią częstotliwością przeglądu łożysk.

Dla napędu wstecz wymaganą żywotność łożysk określa się jako 5% podanych wyżej wartości.

6.2.9 Kadłuby przekładni zębatach

6.2.9.1 Kadłub przekładni i jego zamocowanie powinno być zaprojektowane tak, aby nie występowały żadne przemieszczenia i odkształcenia we wszelkich warunkach eksploatacji.

Zaleca się wykonanie otworów inspekcyjnych w kadłubie w celu umożliwienia przeglądu zębów zębniaka i kół zębatach.

6.2.9.2 Kadłuby przekładni, zarówno konstrukcji spawanej jak i odlewanej, powinny być w zasadzie poddane wyżarzaniu odprężającemu.

6.2.10 Smarowanie

6.2.10.1 Układ smarowania powinien zapewniać odpowiednie doprowadzenie oleju do wszystkich łożysk, zazębnień i innych części wymagających smarowania. Powinny być przy tym spełnione mające zastosowanie wymagania rozdziału 21.

6.2.10.2 W przekładniach średnio obciążonych i średnioobrotowych z łożyskami tocznymi może być stosowane smarowanie rozbryzgowe.

6.2.10.3 W ciśnieniowych układach smarowania należy przewidzieć skuteczne urządzenia filtrujące.

W układach smarowania pojedynczych przekładni głównych należy stosować filtry umożliwiające ich czyszczenie bez konieczności zatrzymywania napędu.

6.2.10.4 Dla układu smarowania pod ciśnieniem należy przewidzieć urządzenie do pomiaru ciśnienia i temperatury na dolocie i odlocie oraz sygnalizację alarmową niskiego ciśnienia oleju.

Dla układu smarowania rozbryzgowego należy przewidzieć urządzenia do pomiaru poziomu oleju w karterze przekładni.

6.3 Sprzęgła elastyczne i rozłączne

6.3.1 Wymagania ogólne

6.3.1.1 Wymagania niniejszego podrozdziału dotyczą sprzęgieł rozłącznych oraz elastycznych.

6.3.1.2 Dokumentacja sprzęgieł elastycznych (patrz 1.3.7.9) powinna zawierać następujące parametry charakterystyczne:

T_{KN} – znamionowy moment obrotowy dla pracy ciągłej;

T_{Kmax} – maksymalny moment obrotowy dla pracy przejściowej;

T_{KW} – dopuszczalny zmienny moment obrotowy dla całego zakresu obciążeń momentem obrotowym od 0 do T_{KN} ;

$C_{T DYN}$ – sztywność dynamiczna dla całego obszaru zmienności momentów T_{KN} i T_{KW} ;

– dopuszczalna prędkość obrotowa;

– dopuszczalny moment przenoszony przez ogranicznik kąta skręcania (jeżeli jest przewidziany).

Ponadto – jako wielkości informacyjne – należy podać:

- współczynnik tłumienia dla całego obszaru zmienności momentów, T_{KN} i T_{KW} ;
- dopuszczalną moc traconą w sprzęgle, P_{KV} ;
- dopuszczalne przesunięcie osiowe, promieniowe i załamanie osi;
- dopuszczalny czas pracy elementów elastycznych do obowiązkowej wymiany.

6.3.1.3 Sztywne elementy sprzęgieł przenoszące moment obrotowy (z wyjątkiem śrub) powinny być wykonane z materiału o wytrzymałości $400 < R_m \leq 800$ MPa.

6.3.1.4 Połączenia kołnierzone i śruby łączące powinny odpowiadać wymaganiom podrozdziału 4.6.

6.3.2 Sprzęgła elastyczne

6.3.2.1 Sprzęgła dla linii wałów statków z jednym silnikiem głównym powinny być wyposażone w urządzenia umożliwiające utrzymanie prędkości statku zapewniającej jego sterowność przy uszkodzonych elementach elastycznych.

6.3.2.2 Jeżeli wymaganie punktu 6.3.2.1 nie jest spełnione, to moment statyczny niszczący elementy elastyczne wykonane z gumy lub materiałów syntetycznych nie powinien być mniejszy od 8-krotnej wartości momentu znamionowego sprzęgła.

6.3.2.3 Moment statyczny niszczący elementy elastyczne sprzęgieł w zespołach prądotwórczych nie powinien być mniejszy od momentu wynikającego z prądu zwarcia.

W przypadku braku danych moment niszczący nie powinien być mniejszy od 4,5-krotnej wartości momentu znamionowego sprzęgła.

6.3.2.4 Sprzęgła elastyczne powinny być zdatne do długotrwałego ciągłego obciążenia momentem znamionowym przy temperaturach w zakresie od 5 °C do 60 °C.

6.3.3 Sprzęgła rozłączne

6.3.3.1 Sprzęgła rozłączne silników głównych powinny być sterowane z miejsc sterowania silnikami, a ponadto mieć urządzenie umożliwiające sterowanie lokalne. Urządzenia sterujące powinny zapewniać łagodne włączanie sprzęgła, tak aby chwilowe dynamiczne obciążenie nie przekraczało określonego przez wytwórcę maksymalnego momentu sprzęgła lub dwukrotnego momentu znamionowego silnika.

6.3.3.2 Jeżeli jeden wał śrubowy napędzany jest przez dwa lub więcej silniki główne nawrotnie za pośrednictwem sprzęgieł rozłącznych, urządzenia sterujące tymi sprzęgłami powinny być tak zaprojektowane, aby niemożliwe było ich jednoczesne włączenie, jeżeli kierunki obrotów silników nie zapewniają tego samego kierunku ruchu statku.

6.3.4 Złącza awaryjne

Jeżeli napęd śruby napędowej odbywa się za pośrednictwem:

- przekładni hydraulicznej lub elektromagnetycznej,
- sprzęgła hydraulicznego lub elektromagnetycznego,

to w przypadku ich awarii powinno być możliwe utrzymanie prędkości niezbędnej do sterowania statkiem.

7 URZĄDZENIA NAPĘDOWO-STEROWE

7.1 Zakres zastosowania

7.1.1 Wymagania rozdziału 7 mają zastosowanie do urządzeń służących do napędu i sterowania statkiem bądź do manewrowania statkiem, zwanych dalej również „urządzeniami”. W szczególności wymagania obejmują:

- urządzenia z pędnikiem na obrotowej kolumnie (azimuth thrusters),
- urządzenia z pędnikiem cykloidalnym,
- urządzenia wysuwane i wychylane z kadłuba statku,
- urządzenia do dynamicznego pozycjonowania statku,
- napęd strugowodny,
- stery strumieniowe.

7.1.2 Za główne urządzenia napędowo-sterowe, zwane zamiennie „urządzeniami głównymi”, uważa się urządzenia przeznaczone do głównego napędu i sterowania oraz do dynamicznego pozycjonowania statku.

Wszystkie inne urządzenia napędowo-sterowe uważane są za pomocnicze.

7.2 Wymagania ogólne

7.2.1 Jeżeli do napędu statku przewidziane jest zastosowanie wyłącznie urządzeń napędowo-sterowych, to należy zastosować co najmniej dwa oddzielne urządzenia z niezależnym zasilaniem. Wymaganie to nie dotyczy napędu strugowodnego.

Możliwość zastosowania pojedynczego urządzenia lub urządzeń ze wspólnym zasilaniem podlega każdorazowo odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

7.2.2 Urządzenia powinny wytrzymywać obciążenia powstające we wszystkich stałych i przejściowych stanach pracy.

7.2.3 Elementy urządzeń z obrotową kolumną, przenoszące moment lub siłę związaną z obrotem, powinny być obliczone na maksymalny moment wywierany przez silnik hydrauliczny obrotu kolumny przy maksymalnej różnicy ciśnień cieczy hydraulicznej lub na moment rozruchowy silnika elektrycznego obrotu kolumny. Elementy, o których mowa, powinny wytrzymać zablokowanie ruchu obrotowego kolumny.

7.2.4 Należy zastosować środki skutecznie zabezpieczające przed przedostaniem się wody morskiej do części wewnętrznych urządzenia i do kadłuba statku.

7.2.5 Uszczelnienia ruchowe, zapobiegające przedostaniu się wody morskiej do wnętrza urządzenia lub do wnętrza kadłuba statku, powinny być typu uznanego przez PRS.

7.2.6 Należy przewidzieć otwory inspekcyjne umożliwiające niezbędne oględziny okresowe głównych części urządzeń napędowo-sterowych.

7.2.7 Urządzenia napędowo-sterowe, które zamontowane są w kadłubie statku w sposób umożliwiający ich wysunięcie lub obrót, powinny być umieszczone w oddzielnym wodoszczelnym pomieszczeniu, chyba że przewidziano podwójne uszczelnienie wg 7.2.5, zabezpieczające przed dostaniem się wody do kadłuba. Należy zapewnić sygnalizację przedostania się wody do przestrzeni pomiędzy uszczelnieniami oraz możliwość wykonania przeglądu uszczelnień podczas dokowania.

7.2.8 Konstrukcja dysz stosowanych w urządzeniach napędowo-sterowych podlega każdorazowo odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

7.2.9 W przypadku urządzeń z pędnikiem na obrotowej kolumnie, w których manewr „wstecz” dokonuje się przez obrót kolumny o 180°, czas wykonania takiego obrotu nie powinien przekraczać 30 sekund.

7.2.10 Główne urządzenia napędowo-sterowe powinny zapewniać możliwość sterowania wektorem naporu ze wszystkich stanowisk zdalnego sterowania napędem głównym oraz z pomieszczenia, w którym znajdują się urządzenia. W każdym z wymienionych miejsc należy zapewnić możliwość odczytu skoku śruby napędowej i kierunku naporu, środki do natychmiastowego zatrzymania pędnika oraz środki łączności z pozostałymi stanowiskami. Środki do natychmiastowego zatrzymania pędnika powinny być niezależne od systemu zdalnego sterowania urządzeniem.

7.3 Napęd

7.3.1 Silniki spalinowe bezpośrednio napędzające urządzenia napędowo-sterowe powinny spełniać wymagania rozdziału 3. Instalacje obsługujące silnik powinny spełniać wymagania odpowiednich rozdziałów niniejszej Części VI, z wyjątkiem obowiązku stosowania rezerwowych i zapasowych pomp oraz innych podobnych urządzeń.

7.3.2 Silniki hydrauliczne, pompy i inne elementy hydrauliczne powinny być typu uznanego przez PRS.

7.3.3 Dla głównych urządzeń napędowo-sterowych należy przewidzieć stały zbiornik zapasowy cieczy hydraulicznej, o pojemności wystarczającej na pełną wymianę oleju w co najmniej jednym urządzeniu, podłączony stałymi przewodami.

7.3.4 Silniki elektryczne użyte w głównych urządzeniach napędowo-sterowych podlegają nadzorowi PRS w czasie produkcji, bez względu na ich moc.

7.4 Przekładnie i łożyskowanie

7.4.1 Przekładnie zębate w urządzeniach głównych powinny spełniać wymagania rozdziału 6.

7.4.2 Przekładnie urządzeń pomocniczych przeznaczonych do pracy krótkotrwałej mogą być przewidziane na ograniczoną ilość godzin pracy. Obliczenia tych przekładni, wykonane zgodnie z obowiązującymi normami, podlegają odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

7.4.3 Trwałość umowna L10 łożysk tocznych w urządzeniach głównych nie powinna być krótsza niż 20 000 godzin.

7.4.4 Trwałość umowna L10 łożysk tocznych w urządzeniach pomocniczych nie powinna być krótsza niż 5 000 godzin.

7.4.5 Ułożyskowanie kolumny obrotowej powinno zapewniać przenoszenie sił poosiowych w obu kierunkach.

7.5 Wały napędowe

7.5.1 Wały napędowe powinny spełniać wymagania rozdziału 4, w tym wymagania dla wzmocnień lodowych, jeżeli mają zastosowanie.

7.5.2 W odniesieniu do drgań skrętnych wałów napędowych obowiązują wymagania rozdziału 8.

7.6 Pędniki

7.6.1 Śruby napędowe o skoku stałym i skoku nastawnym powinny spełniać wymagania rozdziału 5.

7.6.2 Śruby napędowe o kształcie niekonwencjonalnym i pędniki innych rodzajów podlegają odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

7.7 Układy sterowania

7.7.1 Układy zdalnego sterowania urządzeń napędowo-sterowych powinny spełniać mające zastosowanie wymagania rozdziału 14 z Części VII – *Urządzenia elektryczne i automatyka*.

7.8 Układy kontrolne

7.8.1 Układ wskazujący powinien spełniać wymagania podrozdziału 14.4.3 z Części VII – *Urządzenia elektryczne i automatyka*.

7.8.2 Układ wskazujący powinien zapewniać na stanowiskach zdalnego sterowania co najmniej:

- wskazanie kierunku i wartości obrotów dla urządzeń z pędnikiem o stałej geometrii;
- wskazanie skoku i obrotów dla urządzeń ze śrubą o skoku nastawnym;
- wskazanie kierunku naporu.

7.8.3 Układ alarmowy powinien spełniać wymagania podrozdziału 14.4.1 z Części VII – *Urządzenia elektryczne i automatyka* oraz wymagania podane w tabeli 7.8.3. Układ alarmowy urządzeń pomocniczych z silnikiem o mocy znamionowej poniżej 200 kW podlega odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

Tabela 7.8.3
Układ alarmowy urządzeń napędowo-sterowych

Lp.	Zespół, instalacja, układ	Parametr kontrolowany	Układ alarmowy: sygnalizowana wartość parametru	Uwagi
1.	Napęd hydrauliczny: – pędnika, – obrotu urządzenia, – zmiany skoku śruby	poziom w zbiorniku zapasowym cieczy hydraulicznej	minimalna	–
2.		ciśnienie cieczy hydraulicznej	minimalna	–
3.		różnica ciśnień na filtrze cieczy hydraulicznej	maksymalna	
4.		temperatura cieczy hydraulicznej	maksymalna	jeżeli zastosowano chłodnicę
5.	Instalacja smarowania urządzenia napędowo-sterowego	ciśnienie oleju lub poziom oleju w zbiorniku grawitacyjnym	minimalna	
6.	Silnik napędowy elektryczny: – pędnika, – obrotu urządzenia, – zmiany skoku śruby	prąd obciążenia	maksymalna	zależnie od przyjętych rozwiązań; wyłączenie napędu
		prąd zwarcia	minimalna	
7.	Układy kontrolne urządzenia napędowo-sterowego	zasilanie układu alarmowego	minimalna	–
8.		zasilanie zdalnego sterowania	minimalna	–
9.		środki awaryjnego zatrzymania wg 7.2.10	awaryjne zatrzymanie	–
10.	Pomieszczenie urządzenia napędowo-sterowego	wykrywanie pożaru	pożar	–
11.		poziom w studzience zęzowej *	wysoki poziom	–

* Tam, gdzie jest to uzasadnione i możliwe, należy również stosować sygnalizację przedostania się wody do korpusu urządzenia.

7.9 Nadzór, próby i świadectwa

7.9.1 Urządzenia napędowo-sterowe przeznaczone na statki z klasą PRS powinny być typu uznanego przez PRS.

7.9.2 PRS może, po rozpatrzeniu dokumentacji technicznej, zgodzić się na zastosowanie urządzenia posiadającego świadectwo uznania typu wydane przez inną instytucję klasyfikacyjną albo specjalistyczny organ administracji państwowej.

7.9.3 W przypadku pojedynczej dostawy urządzenia, PRS może zgodzić się, po rozpatrzeniu dokumentacji technicznej, na zastosowanie urządzenia nie posiadającego świadectwa uznania typu.

7.9.4 Każde urządzenie napędowo-sterowe, o którym mowa w punktach 7.9.1, 7.9.2 i 7.9.3, powinno być poddane podczas produkcji i prób nadzorowi PRS zgodnie z wymaganiami punktów 7.9.6 i 7.9.7.

7.9.5 Zakres nadzoru nad urządzeniami pomocniczymi z silnikiem o mocy znamionowej poniżej 200 kW podlega odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

7.9.6 Nadzór PRS nad produkcją i próbami urządzenia obejmuje:

- sprawdzenie zgodności zastosowanych materiałów i technologii z zatwierdzoną dokumentacją,
- sprawdzenie zgodności wykonania z zatwierdzoną dokumentacją,
- próby wyrobu, w tym próby ciśnieniowe korpusów, rurociągów i armatury oraz próby ruchowe u producenta.

Próby wyrobu należy przeprowadzić zgodnie z zatwierdzonym programem prób.

Próby ruchowe u producenta powinny być wykonane w obecności inspektora PRS. Pozostałe próby i czynności sprawdzające mogą być dokonane przez producenta, jeżeli tak przewidziano w zatwierdzonej przez PRS dokumentacji typu, a producent ma wdrożony certyfikowany system zarządzania jakością.

7.9.7 Sprawdzeniu podlegają użyte materiały, podlegające nadzorowi w czasie produkcji zgodnie z 1.4.4.4 oraz technologie spawania, obróbki cieplnej i inne, podlegające uzgodnieniu przy zatwierdzaniu dokumentacji klasyfikacyjnej.

7.9.8 Wszelkie zmiany i odstępstwa od zatwierdzonej dokumentacji typu, które zamierza się wprowadzić w produkcji wyrobu, powinny być wraz z uzasadnieniem przedstawione do zatwierdzenia przez PRS. Próby wyrobu można rozpocząć po zatwierdzeniu tych zmian i odstępstw.

7.9.9 Próby ciśnieniowe korpusów należy przeprowadzać zgodnie z wymaganiami punktu 1.5.3.1. Dla prób korpusów obciążonych ciśnieniem hydrostatycznym od zewnątrz i/lub od wewnątrz jako ciśnienie robocze p przyjmuje się najwyższe, działające od jednej strony, ciśnienie hydrostatyczne w najniższym punkcie korpusu.

7.9.10 Próby ruchowe u producenta powinny być przeprowadzone na stanowisku umożliwiającym sprawdzenie urządzenia przy obrotach znamionowych i przy obciążeniu wału napędowego i kolumny, jeżeli występuje, pełnym momentem obrotowym. PRS może rozważyć wykonanie określonej części lub całości prób ruchowych na statku.

Próby ruchowe obejmują:

- .1 próby rozruchów i zatrzymań napędu, próby nawrotu
- .2 próby pracy urządzenia jako steru
- .3 próby działania układów kontrolnych.

7.9.11 Po zakończeniu prób ruchowych należy sprawdzić próbkę oleju smarowego na zawartość stałych zanieczyszczeń metalicznych i niemetalicznych.

7.9.12 Po zakończeniu prób ruchowych należy dokonać oględzin zewnętrznych całego zespołu i – w uzasadnionych przypadkach – przeprowadzić oględziny wewnętrzne, w szczególności oględziny przekładni zębatych.

7.9.13 Próby wyrobu uznaje się za przeprowadzone pomyślnie, jeżeli stwierdzono, że wyniki prób są zgodne z danymi projektowymi oraz że zostały spełnione dla poszczególnych prób kryteria akceptacji.

7.9.14 PRS wydaje metrykę urządzenia napędowo-sterowego po zaakceptowaniu kompletnego sprawozdania z prób wyrobu. Zastrzega się możliwość wydania metryki dopiero po próbach w morzu.

7.9.15 Próby każdego urządzenia napędowo-sterowego w morzu powinny się odbywać zgodnie z zatwierdzonym programem.

W próbach należy zademonstrować zdolność urządzenia do zapewnienia napędu i sterowania statku we wszystkich przewidzianych wariantach pływania w morzu i przy manewrach.

Należy wykonać próby przy różnych możliwych w eksploatacji prędkościach statku, różnych ustawieniach i różnej mocy urządzenia napędowo-sterowego oraz podczas szybkich manewrów rozpoczynanych przy najbardziej niekorzystnych możliwych kombinacjach prędkości statku i ustawienia urządzenia.

7.9.16 Dla urządzeń instalowanych po raz pierwszy na danym statku PRS może zażądać wykonania pomiarów drgań liniowych.

7.9.17 Podczas prób układów kontrolnych należy wykazać spełnienie wymagań określonych w 7.8.

7.9.18 Po próbach w morzu PRS może zażądać przeglądu urządzenia w stanie otwartym.

7.9.19 Po próbach w morzu należy sprawdzić próbkę oleju smarowego na zawartość stałych zanieczyszczeń metalicznych i niemetalicznych.

7.9.20 PRS może zażądać przedstawienia, do rozpatrzenia, protokołu z prób urządzenia w morzu.

8 DRGANIA SKRĘTNE

8.1 Postanowienia ogólne

8.1.1 Wymagania niniejszego rozdziału mają zastosowanie do silników spalinowych przeznaczonych jako napęd główny statku oraz do napędu zespołów prądotwórczych. W przypadku silników o mocy znamionowej poniżej 55 kW PRS może rozważyć odstępianie od wymagania przedstawienia obliczeń i/lub wykonania pomiarów drgań skrętnych.

8.1.2 Zakres i metodyka obliczeń drgań skrętnych układu napędowego powinny umożliwiać pełną analizę obciążeń dynamicznych we wszystkich elementach tego układu dla każdego przewidzianego w normalnej eksploatacji wariantu jego pracy.

PRS należy przedstawić do rozpatrzenia obliczenia wykonane przy założeniu:

- normalnej pracy silnika,
- braku zapłonu w tym cylindrze silnika, którego niesprawność spowoduje najbardziej niekorzystne obciążenia dynamiczne.

Zaleca się przeprowadzenie obliczeniowej analizy sytuacji awaryjnych w pracy układu (np. awaria tłumika, uszkodzenie sprzęgła elastycznego, urwanie skrzydła śruby napędowej itp.), które zdaniem konstruktora są najbardziej prawdopodobne i znaczące. W uzasadnionych przypadkach PRS może wymagać przedstawienia, do wglądu, wyników takiej analizy.

W przypadku wprowadzenia w eksploatowanym układzie napędowym zmian konstrukcyjnych, które wpływają na jego cechy dynamiczne i zmienne obciążenia powodowane drganiami skrętnymi, obliczenia drgań skrętnych należy przeprowadzić ponownie i przedstawić PRS do rozpatrzenia.

Naprężenia od drgań skrętnych są naprężeniami dodawanymi do naprężeń skręcających pochodzących od średniego momentu obrotowego przy rozpatrywanej liczbie obrotów i mocy.

8.1.3 Obliczenia drgań skrętnych powinny zawierać:

- .1 dane do obliczeń:
 - masowe momenty bezwładności i sztywności poszczególnych elementów układu,
 - schemat ideowy wszystkich mających zastosowanie przypadków pracy układu,
 - typ i parametry znamionowe tłumików drgań skrętnych, sprzęgieł elastycznych, przekładni redukcyjnych i prądnic – w przypadku ich zastosowania;
- .2 tablice kolejnych form drgań własnych, mających rezonanse w zakresie od $0,2n_z$ do $1,2n_z$, z harmonicznymi jak określono w .3;
- .3 kolejność zapłonów w cylindrach silnika oraz wartości geometrycznych sum względnych amplitud wychyleń wykorbień dla wszystkich rozpatrywanych form i harmonicznymi rzędów od 1 do 16 dla silników dwusuwowych i od 0,5 do 12 dla silników czterosuwowych;
- .4 naprężenia w najsłabszych przekrojach cylindrycznych części wału pochodzące od wszystkich mających znaczenie harmonicznymi momentów wymuszających w zakresie obrotów od $0,2n_z$ do $1,05n_z$ dla silników głównych i od $0,5n_z$ do $1,1n_z$ silników zespołów prądotwórczych;
- .5 momenty dynamiczne w sprzęgłach elastycznych i na kole atakującym przekładni redukcyjnych w zakresie obrotów jak określono w .4;
- .6 dla zespołów prądotwórczych – momenty dynamiczne na wirniku prądnicy;
- .7 amplitudy drgań w założonym punkcie pomiaru (na masie pomiarowej), odpowiadające obliczeniowym wartościom naprężeń sumarycznych i momentów dynamicznych wymaganych w .4, .5 i .6;
- .8 przedstawione w formie graficznej i tabelarycznej wartości obciążeń dynamicznych i parametrów drgań skrętnych wymienionych w .4 do .7. Wykresy i tabele powinny zawierać zarówno wartości sumaryczne, jak i najbardziej znaczące wartości składowych harmonicznych.

8.2 Naprężenia dopuszczalne

8.2.1 Wały korbowe

8.2.1.1 Sumaryczne naprężenia od drgań skrętnych podczas długotrwałej pracy silników nie powinny być większe niż określone wg poniższych wzorów:

.1 w zakresach prędkości obrotowej wału korbowego:

$0,9n_z \leq n \leq 1,05n_z$ – dla silników głównych,

$0,9n_z \leq n \leq 1,10n_z$ – dla silników napędzających prądnice lub inne mechanizmy pomocnicze,

– w przypadku gdy wartość maksymalnych zmiennych naprężeń od drgań skrętnych τ_{Nmax} określono według metody obliczeniowej wałów korbowych podanej w *Publikacji Nr 8/P – Obliczanie wałów korbowych silników wysokoprężnych*:

$$\tau_{1k} \leq \pm \tau_{Nmax} \quad (8.2.1.1.1-1)$$

– a w przypadku gdy wymieniona metoda nie była stosowana:

$$\tau_{2k} \leq \pm 30,36 C_D \quad (8.2.1.1.1-2)$$

.2 w zakresach prędkości obrotowych wału korbowego niższych od wymienionych w .1, odpowiednio:

$$\tau_{3k} \leq \pm \frac{\tau_k [3 - 2 \left(\frac{n}{n_z}\right)^2]}{1,38} \quad (8.2.1.1.2-1)$$

lub

$$\tau_{4k} \leq \pm 22 C_D [3 - 2 \left(\frac{n}{n_z}\right)^2] \quad (8.2.1.1.2-2)$$

gdzie:

$\tau_{1k}, \tau_{2k}, \tau_{3k}, \tau_{4k}$ – naprężenia dopuszczalne, [MPa];

C_D – współczynnik wielkości określony wg wzoru:

$$C_D = 0,35 + 0,93d^{-0,2};$$

d – średnica rozpatrywanego wału w najśłabszym przekroju, [mm], $d = \min [d_{cz ram}, d_{cz korb.}]$;

n – rozpatrywana liczba obrotów, [obr/min];

n_z – znamionowa liczba obrotów, [obr/min].

Dla układów napędowych eksploatowanych długotrwale ze znamionowym momentem obrotowym w mających praktyczne zastosowanie zakresach prędkości obrotowych niższych od znamionowych (np. na holownikach, kutrach rybackich itp.) naprężenia nie powinny być większe niż określone wg wzorów 8.2.1.1.1-1 lub 8.2.1.1.1-2.

8.2.1.2 Sumaryczne naprężenia od drgań skrętnych dla zabronionych zakresów obrotów, przez które konieczne jest szybkie przejście, nie powinny być większe niż obliczone wg wzorów:

$$\tau_{1kz} = \pm 1,9 \tau_{3k} \quad (8.2.1.2-1)$$

lub

$$\tau_{2kz} = \pm 1,9 \tau_{4k} \quad (8.2.1.2-2)$$

zależnie od przyjętej metody obliczeń,

gdzie:



τ_{1k} i τ_{2k} – dopuszczalne naprężenia dla szybkiego przejścia, [MPa];

τ_{3k} i τ_{4k} – patrz 8.2.1.1.

8.2.2 Wały pośrednie, oporowe, śrubowe i wały prądnic

8.2.2.1 Sumaryczne naprężenia od drgań skrętnych podczas długotrwałej pracy nie powinny być, w dowolnej części wału, większe niż określone wg wzorów:

.1 w zakresach prędkości obrotowej wału:

$0,9n_z \leq n \leq 1,05n_z$ – dla wałów pośrednich, oporowych i śrubowych,

$0,9n_z \leq n \leq 1,10n_z$ – dla wałów prądnic

$$\tau_{1w} = \pm 1,38C_w C_k C_D \quad (8.2.2.1.1)$$

.2 w zakresach prędkości obrotowych niższych od określonych w .1:

$$\tau_{2w} = C_w C_k C_D \left[3 - 2 \left(\frac{n}{n_z} \right)^2 \right] \quad (8.2.2.1.2)$$

gdzie:

τ_{1w} , τ_{2w} – naprężenia dopuszczalne, [MPa];

C_w – współczynnik materiałowy, $C_w = \frac{R_m + 160}{18} \leq 42,2$ (wartości $R_m > 600$ MPa nie uwzględnia się);

R_m – wytrzymałość na rozciąganie materiału wału, [MPa];

C_k – współczynnik konstrukcji wału,

= 1,0 dla wałów pośrednich i wałów prądnic z kołnierzami odkutymi wraz z wałem,

= 0,6 dla wałów pośrednich i wałów prądnic w obrębie rowków wpustowych,

= 0,85 dla wałów oporowych w obrębie określonym w 4.4,

= 0,55 dla wałów śrubowych w obrębie, w którym zgodnie z 4.5.1 przyjmuje się współczynnik 1,22 lub 1,26;

C_D , n , n_z – patrz 8.2.1.1.2.

Dla układów napędowych eksploatowanych długotrwale ze znamionowym momentem obrotowym przy obrotach niższych od znamionowych (np. na holownikach, trawlerach rybackich itp.) naprężenia nie powinny być większe niż określone wg wzoru 8.2.2.1.1.

8.2.2.2 Sumaryczne naprężenia od drgań skrętnych dla zabronionych zakresów obrotów, przez które konieczne jest szybkie przejście, nie powinny być wyższe od określonych wg wzoru:

$$\tau_{wz} = \pm \frac{1,7\tau_{2w}}{\sqrt{C_k}} \quad (8.2.2.2)$$

gdzie:

τ_{wz} – naprężenia dopuszczalne dla szybkiego przejścia, [MPa].

Pozostałe oznaczenia – patrz 8.2.2.1.

8.2.2.3 Wielkości naprężeń określone w 8.2.2.1 i 8.2.2.2 odnoszą się do wałów o średnicach równych wymaganych w 4.2, 4.4 lub 4.5. Jeżeli rzeczywiste średnice wałów są większe od wymaganych, PRS może zaakceptować wyższe sumaryczne naprężenia od drgań skrętnych.

Naprężenia wyższe od określonych w 8.2.2.1 i 8.2.2.2 mogą być zaakceptowane przez PRS w przypadku uzasadnienia takiej możliwości obliczeniami.

8.2.3 Dopuszczalne momenty dynamiczne

8.2.3.1 Momenty dynamiczne w sprzęgłach elastycznych i tłumikach drgań nie powinny przekraczać wartości określonych przez producenta.

8.2.3.2 Zaleca się, aby momenty dynamiczne występujące w dowolnym stopniu przekładni nie przekraczały 1/3 znamionowego momentu obrotowego w zakresie prędkości obrotowej od $0,9n_z$ do $1,05n_z$.

8.2.3.3 Momenty dynamiczne występujące w wirniku prądnicy nie powinny przekraczać wartości określonych przez producenta – w zależności od przyjętej konstrukcji połączenia wirnika z wałem prądnicy.

8.3 Pomiary parametrów pochodzących od drgań skrętnych

8.3.1 Wyniki obliczeń naprężeń sumarycznych wywołanych drganiami skrętnymi powinny być potwierdzone pomiarami na statku pierwszym z serii. Przy ocenie tych naprężeń należy wykonać ich analizę harmoniczną.

8.3.2 Pomierzone częstotliwości drgań własnych nie powinny różnić się od obliczonych o więcej niż 5%. Jeżeli warunek ten nie jest spełniony, obliczenia należy skorygować.

8.3.3 Jeżeli z obliczeń nie wynika konieczność wprowadzenia obrotów zabronionych oraz w innych uzasadnionych przypadkach – PRS może nie wymagać przeprowadzenia pomiarów.

8.4 Zakresy obrotów zabronionych

8.4.1 Jeżeli rzeczywiste sumaryczne naprężenia od drgań skrętnych przekraczają wartości dopuszczalne dla pracy długotrwałej, to należy określić zakresy obrotów zabronionych. Obroty zabronione nie powinny występować w zakresach:

- $n \geq 0,8n_z$ – dla układu napędowego statku,
- $n \geq 0,85n_z$ – dla zespołów prądotwórczych.

8.4.2 W przypadku przekroczenia naprężeń dopuszczalnych skutkiem rezonansu, zakres obrotów zabronionych należy określać wg wzoru:

$$\frac{16n_k}{18 - \frac{n_k}{n_z}} \leq n \leq \frac{(18 - \frac{n_k}{n_z})n_k}{16} \quad (8.4.2)$$

gdzie:

- n – zakres obrotów zabronionych, [obr/min];
- n_k – liczba obrotów rezonansowych, [obr/min];
- n_z – znamionowa liczba obrotów, [obr/min].

8.4.3 Obroty zabronione można również określać w ten sposób, że zakres, w którym naprężenia sumaryczne wywołane drganiami skrętnymi albo momenty w sprzęgle elastycznym lub przekładni przekraczają wartości dopuszczalne – powiększa się w obie strony o wartość $0,03n_z$.

8.4.4 Jeżeli przy normalnej pracy silnika występują obliczone i potwierdzone pomiarami zakresy obrotów, przy których naprężenia sumaryczne albo momenty dynamiczne w sprzęgłach lub przekładniach przekraczają wartości dopuszczalne, to zakresy obrotów zabronionych powinny być oznaczone zgodnie z 1.13.6. Na stanowiskach sterowania silnikiem należy umieścić odpowiednie tabliczki ostrzegawcze.

8.4.5 Jeżeli podczas pracy silnika przy braku zapłonu w jednym z cylindrów (patrz 8.1.2) naprężenia lub momenty określone w 8.4.4 przekraczają wartości dopuszczalne, to:

- .1 silnik powinien być wyposażony w automatyczną sygnalizację, umożliwiającą stwierdzenie braku zapłonu w cylindrze, a na stanowiskach sterowania silnikiem należy umieścić tabliczki informujące o zakresach obrotów zabronionych, określonych zgodnie z 8.4.2 lub 8.4.3 dla takiego stanu silnika;
- .2 przy braku sygnalizacji określonej w .1, zakresy obrotów zabronionych dla silnika pracującego przy braku zapłonu w jednym cylindrze powinny być oznaczone na obrotomierzach i tabliczkach ostrzegawczych.

9 MECHANIZMY POMOCNICZE

9.1 Sprężarki powietrza z napędem mechanicznym

9.1.1 Wymagania ogólne

9.1.1.1 Sprężarki powinny być tak skonstruowane, aby temperatura powietrza na wylocie z chłodnicy powietrza nie przekraczała 90°C.

9.1.1.2 Na każdym stopniu sprężarki lub bezpośrednio za nim należy zainstalować zawór bezpieczeństwa nie dopuszczający do wzrostu ciśnienia w danym stopniu, przy zamkniętym zaworze zaporowym na rurociągu tłoczącym, powyżej 1,1 ciśnienia znamionowego.

Konstrukcja zaworu bezpieczeństwa powinna być taka, aby po zainstalowaniu go na sprężarce niemożliwe było jego regulowanie lub odcięcie.

9.1.1.3 Na króćcu tłocznym lub bezpośrednio za sprężarką należy zainstalować bezpiecznik topikowy lub urządzenie sygnałowe. Temperatura stopienia lub zadziałania urządzenia sygnałowego nie powinna przekraczać 120°C.

9.1.1.4 Korpusy chłodnic należy wyposażyć w zabezpieczenia zapewniające swobodne ujście powietrza w przypadku rozerwania rurek.

9.1.2 Wał korbowy

9.1.2.1 Podany w 9.1.2.3 i 9.1.2.4 sposób obliczania kontrolnego ma zastosowanie do stalowych wałów korbowych okrętowych sprężarek powietrza o szeregowym i widlastym układzie cylindrów ze sprężaniem jedno- i wielostopniowym.

9.1.2.2 Wały korbowe należy wykonywać ze stali o wytrzymałości na rozciąganie $410 \leq R_m \leq 780$ MPa.

Stosowanie stali o wytrzymałości na rozciąganie większej niż 780 MPa podlega odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

Wały korbowe mogą być wykonane z żeliwa sferoidalnego o wytrzymałości na rozciąganie $500 \leq R_m \leq 700$ MPa zgodnie z wymaganiami *Przepisów klasyfikacji i budowy statków morskich, Część IX – Materiały i spawanie*, rozdział 15. Wały korbowe o wymiarach innych niż określone wzorami podanymi niżej mogą być stosowane – po uzgodnieniu z PRS – pod warunkiem przedstawienia pełnych obliczeń wytrzymałościowych.

9.1.2.3 Średnica czopów wału korbowego sprężarki, d_k , powinna być nie mniejsza niż średnica obliczona wg wzoru:

$$d_k = 0,25K^3 \sqrt{D^2 p \sqrt{0,3L^2 f + (S\varphi)^2}} \quad [\text{mm}] \quad (9.1.2.3-1)$$

D – obliczeniowa średnica cylindra, [mm], przy czym w przypadkach:

- jednostopniowego sprężania
 $D = D_c$ (D_c – średnica cylindra),
- dwu- i wielostopniowego sprężania w poszczególnych cylindrach
 $D = D_w$ (D_w – średnica cylindra wysokiego ciśnienia),
- dwustopniowego sprężania jednym tłokiem stopniowanym
 $D = 1,4 D_w$,
- dwustopniowego sprężania jednym tłokiem różnicowym
 $D = \sqrt{D_n^2 - D_w^2}$ (D_n – średnica cylindra niskiego ciśnienia);

p – ciśnienie sprężania w cylindrze wysokiego ciśnienia, [MPa];

L – obliczeniowa odległość między łożyskami głównymi, [mm], przy czym w przypadkach:

- jednego wykorbienia między dwoma łożyskami głównymi $L = L'$
- (L' – rzeczywista odległość między środkami łożysk głównych);
- dwóch wykorbień przestawionych o 180° między dwoma łożyskami głównymi $L = 1,1 L'$;

S – skok tłoka, [mm];

K, f, φ – współczynniki z tabel 9.1.2.3-1, 9.1.2.3-2 i 9.1.2.3-3.

Tabela 9.1.2.3-1
Wartość współczynnika K

Wytrzymałość na rozciąganie, [MPa]	390	490	590	690	780	880
K	1,43	1,35	1,28	1,23	1,2	1,18

Tabela 9.1.2.3-2
Wartość współczynnika f

Kąt między osiami cylindrów	0° (szeregowy)	45°	60°	90°
f	1,0	2,9	1,96	1,21

Tabela 9.1.2.3-3
Wartość współczynnika φ

Liczba cylindrów	1	2	4	6	8
φ	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4

Jeżeli czopy wału korbowego mają współosiowe wiercenia o średnicy większej niż $0,4 d_k$, to ich średnica powinna być określona wg wzoru:

$$d_{k0} \geq d_k^3 \sqrt{\frac{1}{1 - \left(\frac{d_0}{d_k}\right)^4}} \quad [\text{mm}] \quad (9.1.2.3-2)$$

d_k – patrz wzór 9.1.2.3-1;

d_0 – średnica otworu współosiowego, [mm];

d_a – rzeczywista średnica wału [mm].

Krawędzie otworów olejowych w czopie należy zaokrąglić promieniem nie mniejszym niż 0,25 średnicy otworu i dokładnie wygładzić.

9.1.2.4 Grubość korby wału h_k nie powinna być mniejsza od obliczonej wg wzoru:

$$h_k = 0,105K_1D \sqrt{\frac{(\psi_1\psi_2+0,4)PC_1f_1}{b}} \quad [\text{mm}] \quad (9.1.2.4-1)$$

K_1 – współczynnik uwzględniający wpływ materiału wału określany wg wzoru:

$$K_1 = a^3 \sqrt{\frac{R_m}{2R_m-430}} \quad (9.1.2.4-2)$$

$a = 0,9$ dla wałów z azotowaniem całej powierzchni lub poddanych innemu rodzajowi obróbki cieplnej uzgodnionemu z PRS,

$a = 0,95$ dla wałów kutych w matrycach z zachowaniem ciągłości włókien,

$a = 1$ dla wałów nieulepszanych cieplnie;

ψ_1 i ψ_2 – współczynniki określane z tabel 9.1.2.4-1 i 9.1.2.4-2;

P – ciśnienie sprężania, które należy przyjmować zgodnie z odpowiednimi postanowieniami 9.1.2.3;

C_1 – odległość od środka łożyska głównego do środkowej płaszczyzny ramienia wykorbienia, [mm]; w przypadku przestawionych wykorbień umieszczonych między dwoma łożyskami głównymi należy przyjmować odległość od środkowej płaszczyzny ramienia wykorbienia bardziej oddalonego od rozpatrywanego punktu podparcia;

b – szerokość ramienia wykorbienia, [mm];

f_1 – współczynnik z tabeli 9.1.2.4-3;

R_m – wytrzymałość na rozciąganie, [MPa].

Tabela 9.1.2.4-1
Wartości współczynnika ψ_1

$\frac{r}{h_k} \backslash \frac{\varepsilon}{h_k}$	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2
0,07	4,5	4,5	4,28	4,1	3,7	3,3	2,75
0,10	3,5	3,5	3,34	3,18	2,85	2,57	2,18
0,15	2,9	2,9	2,82	2,65	2,4	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	2,2	2,1	1,9	1,7	1,4

Objaśnienie:

r – promień przejścia ramienia korbowego w czop, [mm];

ε – wielkość przekrycia, [mm].

Dla wałów korbowych bez przekrycia czopów współczynnik ψ_1 należy przyjmować jak dla $\varepsilon/h_k = 0$.

Tabela 9.1.2.4-2
Wartości współczynnika ψ_2

b/d_k	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

d_k – patrz wzór 9.1.2.3-1.

Pośrednie wartości współczynników podanych w tabelach 9.1.2.4-1 i 9.1.2.4-2 należy określać przez interpolację liniową.

Tabela 9.1.2.4-3
Wartości współczynnika f_1

Kąt między osiami cylindrów	0° (szeregowy)	45°	60°	90°
f_1	1,0	1,7	1,4	1,1

9.1.2.5 Promień przejścia między czopem i ramieniem wykorbienia nie powinien być mniejszy niż 0,05 średnicy czopa.

Promień przejścia między czopem i kołnierzem sprzęgła nie powinien być mniejszy niż 0,08 średnicy czopa.

Powierzchniowe utwardzanie cieplne czopów wałów korbowych nie powinno obejmować przejścia czopa w ramię, z wyjątkiem przypadków, gdy wał w całości został poddany utwardzeniu.

9.2 Pompy

9.2.1 Wymagania ogólne

9.2.1.1 Jeżeli nie jest przewidziane smarowanie łożysk pompowaną cieczą, to należy przewidzieć środki zapobiegające przedostawaniu się tej cieczy do łożysk.

9.2.1.2 Uszczelnienia pomp umieszczone na stronie ssania zaleca się wyposażyć w zamknięcia hydrauliczne.

9.2.1.3 Jeżeli konstrukcja pompy pozwala na wytworzenie ciśnienia wyższego od ciśnienia znamionowego, to należy przewidzieć zawór bezpieczeństwa na kadłubie pompy lub na rurociągu przed pierwszym zaworem zaporowym.

9.2.1.4 W pompach przeznaczonych do pompowania cieczy palnych zawór bezpieczeństwa powinien przepuszczać ciec do ssawnej przestrzeni pompy.

9.2.1.5 Należy przewidzieć środki zapobiegające występowaniu uderzeń hydraulicznych. Nie zaleca się stosowania do tego celu zaworów przepustowych.

9.2.1.6 Sprawdzanie wytrzymałości

Obroty krytyczne wirnika pompy powinny wynosić co najmniej 1,3 znamionowej liczby obrotów.

9.2.1.7 Pompy samozasysające

Pompy samozasysające powinny być przystosowane do pracy w warunkach „suchego zasysania” i zaleca się, by miały urządzenia uniemożliwiające uszkodzenie stopnia samozasysającego przy pompowaniu zanieczyszczonej wody.

9.2.2 Wymagania dodatkowe dla pomp do pompowania cieczy palnych

9.2.2.1 Uszczelnienia pomp powinny być takiej konstrukcji i wykonane z takich materiałów, aby pojawiające się przecieki nie mogły spowodować niebezpieczeństwa wytwarzania się mieszanki wybuchowej par i powietrza.

9.2.2.2 Konstrukcja uszczelnień ruchowych powinna wykluczać możliwość nadmiernego nagrzewania się i samozapłonu uszczelnień pod wpływem energii tarcia części ruchomych.

9.2.2.3 Konstrukcja pomp, w których zastosowano materiały o małej przewodności elektrycznej (tworzywa sztuczne, guma itp.) powinna uniemożliwiać gromadzenie się ładunków elektrostatycznych, albo należy zastosować odpowiednie środki neutralizujące ładunki elektrostatyczne.

9.3 Wentylatory, dmuchawy i turbodmuchawy

9.3.1 Wymagania ogólne

9.3.1.1 Wymagania niniejszego podrozdziału mają zastosowanie do wentylatorów przeznaczonych do instalacji objętych wymaganiami niniejszej *Części VI* oraz do turbodmuchaw silników spalinowych.

9.3.1.2 Wirniki wentylatorów i dmuchaw wraz ze sprzęgłami, a także zmontowane wirniki turbodmuchaw należy wyważyć dynamicznie zgodnie z 6.1.2.

9.3.1.3 Króćce ssące należy zabezpieczyć przed przedostawaniem się do nich ciał obcych.

9.3.1.4 Urządzenia smarujące łożyska turbodmuchaw powinny uniemożliwiać przedostawanie się oleju do powietrza doładowującego.

9.3.1.5 Sprawdzenie wytrzymałości

Części wirnika roboczego powinny być tak dobrane, aby przy prędkości obrotowej wynoszącej 1,3 prędkości znamionowej naprężenia zredukowane występujące w dowolnym przekroju nie były większe niż 0,95 granicy plastyczności materiału tych części.

W przypadku turbodmuchaw mogą być dopuszczone po uzgodnieniu z PRS inne współczynniki bezpieczeństwa, jeżeli zastosowano metody obliczeń określające maksymalne naprężenia lokalne lub metody elastoplastyczne.

9.3.2 Wymagania dodatkowe dla wentylatorów do przetłaczania mieszanin palnych i wybuchowych

9.3.2.1 Szczelina powietrza pomiędzy korpusem wentylatora i wirnikiem nie powinna być mniejsza niż 0,1 średnicy czopa łożyskowego wału wirnika oraz nie mniejsza niż 2 mm, lecz nie wymaga się, aby szczelina ta była większa niż 13 mm.

9.3.2.2 Końce przewodów wentylacyjnych powinny być zabezpieczone przed przedostawaniem się ciał obcych do korpusów wentylatorów osłonami z siatki o oczkach kwadratowych o długości boków nie większej niż 13 mm.

9.3.2.3 Wentylatory powinny być nieiskrzące. Wentylator uważa się za nieiskrzący, jeżeli ani w warunkach normalnej pracy, ani w warunkach uszkodzenia, nie występuje prawdopodobieństwo powstania iskry. Korpus wentylatora i części wirujące powinny być wykonane z materiałów nie wywołujących gromadzenia się ładunków elektrostatycznych, a instalowane wentylatory powinny być właściwie uziemione do kadłuba statku, zgodnie z wymaganiami *Części VII – Urządzenia elektryczne i automatyka*.

9.3.2.4 Z wyjątkiem przypadków określonych w 9.3.2.5 wirniki i obudowy wentylatorów w obrębie wirnika powinny być wykonane z materiałów nieiskrzących, których nieiskrzzenie zostało potwierdzone odpowiednimi próbami.

9.3.2.5 Próby, o których mowa w 9.3.2.4, mogą być zaniechane dla wentylatorów wykonanych z następujących kombinacji materiałów:

- .1 wirnik i/lub obudowa z materiałów niemetalicznych, nie powodujących gromadzenia się ładunków elektrostatycznych,
- .2 wirnik i obudowa ze stopów metali nieżelaznych,
- .3 wirnik ze stopów aluminium lub magnezu i obudowa stalowa (również z nierdzewnej stali austenitycznej), wewnątrz której znajduje się, w obrębie wirnika, odpowiedniej grubości pierścień z materiału nieżelaznego,
- .4 dowolna kombinacja wirnika i obudowy ze stali (również z nierdzewnej stali austenitycznej) pod warunkiem, że luz promieniowy (tj. luz między wirnikiem a obudową) nie będzie mniejszy niż 13 mm.

9.3.2.6 Wirniki i obudowy wentylatorów wykonane z poniższych materiałów uważa się za iskrzące i stosowanie ich nie jest dozwolone:

- .1 wirnik ze stopów aluminium lub magnezu i obudowa stalowa, niezależnie od luzu promieniowego,
- .2 obudowa ze stopów aluminium lub magnezu i wirnik stalowy, niezależnie od luzu promieniowego,
- .3 dowolna kombinacja wirnika i obudowy ze stali z projektowym luzem promieniowym mniejszym niż 13 mm.

10 MECHANIZMY POKŁADOWE

10.1 Wymagania ogólne

10.1.1 Mechanizmy pokładowe powinny być przystosowane do pracy w warunkach określonych w podrozdziale 1.9.

10.1.2 Nakładki hamulcowe i elementy je mocujące powinny być odporne na działanie wody morskiej i produktów ropy naftowej, a także odporne na działanie temperatury do 250 °C.

Odporność termiczna połączenia nakładki hamulcowej z konstrukcją hamulca powinna być wyższa od temperatury, jaka może wystąpić w połączeniu przy wszystkich możliwych rodzajach pracy mechanizmu.

10.1.3 Mechanizmy mające zarówno napęd mechaniczny, jak i ręczny, należy wyposażać w urządzenia blokujące, wykluczające możliwość jednoczesnego włączenia tych napędów.

10.1.4 Zaleca się takie wykonanie organów sterowania mechanizmami pokładowymi, aby podnoszenie odbywało się za pomocą obrotu pokrętła w prawo lub ruchu dźwigni do siebie, a opuszczanie za pomocą obrotu pokrętła w lewo lub ruchu dźwigni od siebie. Hamowanie powinno się odbywać przez obrót pokrętła w prawo, a luzowanie – przez obrót w lewo.

10.1.5 Przyrządy kontrolno-pomiarowe powinny być tak usytuowane, aby zapewniona była możliwość ich obserwacji ze stanowiska sterowania.

10.1.6 Mechanizmy z hydraulicznym napędem lub sterowaniem powinny dodatkowo spełniać wymagania rozdziału 11.

10.1.7 Bębny wciągarek, na których liny są układane i poddawane obciążeniu w kilku warstwach, powinny mieć kołnierze wystające poza górną warstwę liny na nie mniej niż 2,5 jej średnicy.

10.2 Maszyny sterowe i ich instalowanie na statku

10.2.1 Wymagania ogólne

10.2.1.1 Główna maszyna sterowa^{*)} powinna zapewniać wychylenie steru o 35° na każdą burtę i przełożenie steru z wychylenia 35° z jednej burty do 30° na drugą burtę w czasie nie przekraczającym 28 sekund przy działaniu na trzon sterowy znamionowym momentem obrotowym maszyny.

Konstrukcja maszyny powinna zapewniać przejście obciążenia przy ruchu statku „całą wstecz”, jednakże nie wymaga się potwierdzenia tego próbami w morzu.

10.2.1.2 Rezerwowa maszyna sterowa^{*)} powinna zapewniać wychylenie steru o 15° na każdą burtę i przełożenie steru w tym zakresie w czasie nie przekraczającym 60 sekund przy działaniu na ster znamionowym momentem obrotowym tej maszyny.

Konstrukcja rezerwowej maszyny sterowej powinna zapewniać przejście funkcji sterowania w przypadku awarii maszyny głównej w czasie nie przekraczającym 2 minut.

10.2.1.3 Główna i rezerwowa maszyna sterowa powinny być tak skonstruowane, aby awaria jednej z nich nie powodowała unieruchomienia drugiej.

W maszynach sterowych z pojedynczym siłownikiem zawory odcinające rurociągi hydrauliczne powinny być zainstalowane bezpośrednio na siłowniku.

10.2.1.4 Momentem znamionowym M_{ZN} maszyny sterowej jest moment skręcający oddawany na trzonie sterowym przy kącie wychylenia steru:

35° – dla głównych maszyn sterowych,

15° – dla rezerwowych maszyn sterowych,

przy znamionowych parametrach zespołów energetycznych^{*)}.

10.2.1.5 Przy zastosowaniu co najmniej dwóch identycznych zespołów energetycznych działających na trzon sterowy należy przewidzieć takie wykonanie, aby po pojedynczym uszkodzeniu instalacji rurociągów lub jednego z zespołów energetycznych^{*)}, uszkodzenie to mogło być izolowane tak, aby sterowność była zachowana lub mogła być szybko odzyskana.

10.2.1.6 Hydrauliczna maszyna sterowa z napędem mechanicznym powinna być wyposażona w:

- .1 urządzenie do utrzymywania czystości oleju hydraulicznego odpowiednie dla typu i konstrukcji układu hydraulicznego;
- .2 alarm niskiego poziomu cieczy w każdym obiegowym zbiorniku oleju; świetlny i dźwiękowy sygnał alarmowy powinien być odbierany na mostku nawigacyjnym i w maszynowni.

Należy również przewidzieć zbiornik zapasowy oleju o pojemności wystarczającej do napełnienia co najmniej jednego zespołu energetycznego wraz ze zbiornikiem obiegowym. Zbiornik zapasowy powinien być wyposażony w miernik poziomu i połączony na stałe rurociągiem w taki sposób, aby układy hydrauliczne mogły być łatwo napełniane ze stanowiska w pomieszczeniu maszyny sterowej.

^{*)} Określenie: główna maszyna sterowa – patrz podrozdział 1.2 z Części III – Wyposażenie kadłubowe.

^{*)} Określenia: rezerwowa maszyna sterowa i zespół energetyczny – patrz podrozdział 1.2 z Części III – Wyposażenie kadłubowe.

10.2.1.7 Każda część siłowej instalacji hydraulicznej, która może być odizolowana od układu i poddana obciążeniu ze źródła napędu lub siłami zewnętrznymi (wywołanymi naporem na płetwę steru), powinna być wyposażona w zawory przelewowe z nastawą nie przekraczającą ciśnienia obliczeniowego, lecz nie mniejszą od 1,25 ciśnienia znamionowego instalacji. Zdolność przepustowa zaworu(ów) powinna być nie mniejsza niż 1,1 całkowitej wydajności połączonych z nim pomp. W żadnym przypadku wzrost ciśnienia nie powinien przekraczać 1,1 wartości nastawy zaworu, przy czym należy uwzględnić zmianę lepkości oleju w ekstremalnych warunkach otoczenia. Zawory przelewowe powinny być przystosowane do plombowania.

PRS zaleca przeprowadzenie następujących prób zaworów przelewowych:

- prób wydajności,
- prób odporności na uderzenie hydrauliczne.

10.2.1.8 Uszczelnienia olejowe oddzielające przestrzenie pod ciśnieniem powinny być:

- pomiędzy częściami nieruchomymi względem siebie wykonane ze stykiem metalicznym lub równoważne,
- pomiędzy częściami ruchomymi względem siebie wykonane jako zdwojone, tak aby uszkodzenie jednego z nich nie powodowało nagłego spadku ciśnienia w instalacji; PRS może zaakceptować rozwiązania alternatywne dające równoważne zabezpieczenie przed przeciekami.

10.2.1.9 Wskaźniki położenia steru

Na elementach maszyny sterowej sztywno połączonych z trzonem sterowym (sterownica, kwadrant itp.) należy umieścić skalę do określenia rzeczywistego położenia steru w stosunku do osi symetrii statku z dokładnością odczytu nie mniejszą niż do 1°.

10.2.1.10 Wyłączniki krańcowe

Każda maszyna sterowa powinna mieć urządzenia przerywające jej działanie przed dojściem steru do ograniczników wychylenia, związanych sztywno z kadłubem statku, przy zachowaniu zdolności maszyny do natychmiastowego wychylenia steru w przeciwnym kierunku.

10.2.1.11 Urządzenia sterowe należy wyposażyć w hamulec lub inny środek zapewniający unieruchomienie steru w dowolnym położeniu, przy działaniu od strony steru znamionowym momentem skręcającym, bez uwzględnienia tarcia w łożyskach trzonu sterowego.

W przypadku hydraulicznych maszyn sterowych, które mogą być unieruchomione poprzez zamknięcie zaworów na przewodach olejowych, można nie przewidywać specjalnego urządzenia hamulcowego.

10.2.1.12 Wymagania dotyczące napędów elektrycznych i sygnalizacji zawarte są w podrozdziale 5.2 z Części VII – *Urządzenia elektryczne i automatyka*.

10.2.1.13 Na mostku i w pomieszczeniu maszyny sterowej powinny być umieszczone na stałe, w widocznych miejscach, instrukcje postępowania, zawierające schemat blokowy i procedury przełączania układów sterowania, zespołów energetycznych i siłowników hydraulicznych maszyn sterowych.

Tam, gdzie ma to zastosowanie, podana niżej znormalizowana tabliczka ostrzegawcza powinna być zamontowana na stanowisku sterowania na mostku nawigacyjnym lub jej treść powinna być włączona do instrukcji postępowania znajdujących się na statku.

„UWAGA:

Gdy oba zespoły energetyczne maszyny sterowej pracują jednocześnie, w pewnych warunkach ster może nie reagować na zadane polecenie. Należy wówczas wyłączać kolejno pompy, aż kontrola nad sterem zostanie przywrócona.

Jeżeli na statku tabliczki ostrzegawcze opisane są w języku angielskim, tekst powinien brzmieć:

“CAUTION:

In some circumstances when 2 power units are running simultaneously the rudder may not respond to helm. If it happens stop each pump in turn until control is resumed.

Powyższa tabliczka odnosi się do maszyn sterowych, posiadających dwa identyczne zespoły energetyczne przystosowane do jednoczesnej pracy i z reguły wyposażonych we własny układ sterowania lub w dwa oddzielne układy sterowania, mogące pracować jednocześnie.

10.2.2 Materiały i wykonanie instalacji hydraulicznych

10.2.2.1 Korpusy ciśnieniowe siłowników, zawory hydrauliki siłowej, kołnierze i armatura rurociągów oraz wszystkie części przenoszące siły na trzon sterowy (sektor sterowy, sterownica itp.) powinny być wykonane ze stali lub innych materiałów ciągliwych z odbiorem PRS. Takie materiały powinny w zasadzie mieć wydłużenie A_5 nie mniejsze niż 12% i wytrzymałość na rozciąganie nie większą niż 650 MPa. Po specjalnym uzgodnieniu z PRS, na części mało obciążone i dublowane może być stosowane żeliwo szare.

10.2.2.2 Rurociągi hydrauliczne powinny odpowiadać mającym zastosowanie wymaganiom dla klasy I rurociągów i złączy elastycznych, zawartym w podrozdziale 15.1.

10.2.2.3 Rurociągi hydrauliczne powinny być tak wykonane, aby załączanie i odłączanie poszczególnych siłowników i zespołów mogło być realizowane w łatwy sposób, a ponadto spełniać wymagania rozdziału 11.

Należy również zapewnić możliwość usunięcia powietrza z rurociągów, jeżeli okaże się to konieczne.

10.2.2.4 Pompy hydraulicznych maszyn sterowych powinny mieć urządzenia zapobiegające obracaniu się wyłączonej pompy w odwrotnym kierunku lub samoczynnie działające urządzenia zamykające przepływ cieczy przez wyłączoną pompę.

10.2.2.5 Jeżeli przewiduje się równoczesną pracę więcej niż jednej maszyny sterowej lub zespołu energetycznego, to należy rozważyć ryzyko powstania blokady hydraulicznej w przypadku awarii w układzie siłowym lub sterowania.

W przypadku, gdy takie ryzyko nie może być wyeliminowane, to na mostku nawigacyjnym należy przewidzieć świetlny i dźwiękowy alarm o utracie zdolności sterowania identyfikujący uszkodzony układ. Na mostku nawigacyjnym należy również umieścić odpowiednie instrukcje wyłączenia uszkodzonego układu.

Alarm ten powinien uruchamiać się w przypadku gdy np.:

- nastawa pompy o zmiennej wydajności różni się od zadanej układem sterowania,
- wystąpi błędna pozycja elektrohydraulicznego zaworu rozdzielającego lub podobnego urządzenia dla pomp o stałej wydajności.

10.2.3 Konstrukcja i obliczenia wytrzymałościowe

Konstrukcja urządzeń sterowych powinna być taka, aby zminimalizowane były miejscowe spiętrzenia naprężeń.

Elementy o konstrukcji spawanej i technologia spawania podlegają zatwierdzeniu przez PRS. Wszystkie spoiny w obrębie siłowników lub łączonych części znajdujących się w strumieniu linii sił powinny w zasadzie być z pełnym przetopem.

10.2.3.1 Wytrzymałość części głównych i rezerwowych maszyn sterowych znajdujących się w strumieniu linii sił powinna być sprawdzona obliczeniowo dla obciążeń odpowiadających obliczonemu momentowi skręcającemu M_s (patrz 2.5.4 z Części III – Wyposażenie kadłubowe), a dla rurociągów i innych części poddanych ciśnieniu wewnętrznemu – dla obciążeń odpowiadających ciśnieniu obliczeniowemu.

Ciśnienie obliczeniowe powinno być co najmniej równe większej z poniższych wartości:

- 1,25 ciśnienia znamionowego (tj. odpowiadającego momentowi M_{ZN}) lub
- założonej nastawie zaworu bezpieczeństwa.

10.2.3.2 Korpusy siłowników maszyn sterowych i akumulatory hydrauliczne powinny spełniać wymagania dla zbiorników ciśnieniowych klasy I określone w rozdziale 14.

10.2.3.3 Naprężenia w rozpatrywanej części nie powinny przekraczać mniejszej z określonych poniżej wartości:

$$R_m/A \text{ lub } R_e/B$$

gdzie:

R_m – wytrzymałość na rozciąganie, [MPa];

R_e – wyraźna granica plastyczności lub umowna granica plastyczności ($R_{0,2}$), [MPa].

Wartości współczynników bezpieczeństwa A i B określa tabela 10.2.3.4.

Tabela 10.2.3.4

Współczynnik	stal	staliwo	żeliwo sferoidalne
A	3,5	4	5
B	1,7	2	3

PRS może zażądać przeprowadzenia obliczeń zmęczeniowych uwzględniających zmęczenie materiałów spowodowane pulsacją ciśnienia w układzie hydraulicznym.

10.2.3.4 Części maszyny sterowej znajdujące się w strumieniu linii sił, nie zabezpieczone przed przeciążeniem przy pomocy ograniczników związanych z kadłubem (patrz podrozdział 2.13 z Części III – Wyposażenie kadłubowe), powinny mieć wytrzymałość nie mniejszą niż wytrzymałość trzonu sterowego.

10.2.4 Połączenie z trzonem sterowym

10.2.4.1 Połączenie maszyny sterowej z częściami trwale zamocowanymi na trzonie sterowym powinno być takie, aby nie mogło nastąpić uszkodzenie maszyny sterowej przy poosiowym przesunięciu trzonu sterowego.

10.2.4.2 Połączenie piasty sterownicy, kwadrantu lub jarzma z trzonem sterowym powinno być obliczone na przeniesienie momentu równego co najmniej $2M_s$ (patrz 2.5.4 z Części III – Wyposażenie kadłubowe). Dla piast nierozłącznych, osadzonych na trzonie skurczowo, należy przyjmować współczynnik tarcia nie większy niż 0,13. Piasty rozłączne powinny być zamocowane co najmniej dwiema śrubami z każdej strony i mieć:

- dwa wpusty obliczone dla przeniesienia momentu nie mniejszego niż $2M_s$, jeżeli nie uwzględnia się tarcia;
- jeden wpust, jeżeli naciąg śrub jest obliczony na przeniesienie przez tarcie momentu nie mniejszego niż $2M_s$.

10.2.5 Maszyny sterowe z ręcznym napędem

10.2.5.1 Główna maszyna sterowa powinna być samohamowna. Rezerwowa maszyna sterowa powinna również być samohamowna lub może być wyposażona w urządzenie blokujące w zadanym położeniu lecz pod warunkiem, że będzie zapewniona możliwość zmiany tego położenia.

10.2.5.2 Główna maszyna sterowa z napędem ręcznym powinna być tak skonstruowana, aby możliwe było wychylenie steru w zakresie kątów podanych w 10.2.1.1 przez jedną osobę, oddziaływującą na rękojęść koła sterowego siłą nie przekraczającą 120 N i przy liczbie obrotów koła nie większej niż $9/R$ dla pełnego przełożenia steru (R – promień rękojęści koła sterowego, mierzony od osi obrotu koła do środka długości rękojęści, [m]).

10.2.5.3 Rezerwowa maszyna sterowa z napędem ręcznym powinna być tak skonstruowana, aby możliwe było wychylenie steru w zakresie kątów podanych w 10.2.1.2, przez dwie osoby, oddziaływujące na rękojęść koła sterowego siłą nie przekraczającą 150 N na jedną osobę.

10.2.5.4 Główna maszyna sterowa z napędem ręcznym zamiast zabezpieczenia przed przeciążeniem wymaganego w punkcie 10.2.1.7 może mieć w zestawie napędu sprężyny amortyzujące.

Rezerwowa maszyna sterowa z napędem ręcznym może nie spełniać wymagań punktu 10.2.1.7.

10.2.6 Próba typu pomp

Pompy hydraulicznych zespołów energetycznych powinny być poddane próbie typu. Próba powinna trwać nie mniej niż 100 godzin. Stanowisko do prób powinno umożliwiać zarówno pracę pompy bez obciążenia, jak i z maksymalną wydajnością i maksymalnym ciśnieniem roboczym. Podczas próby okresy pracy bez obciążenia powinny być przemienne z okresami pracy z pełnym obciążeniem. Przejście z jednych warunków pracy na inne powinno być dokonywane co najmniej tak szybko, jak to ma miejsce na statku. Podczas całego czasu trwania próby nie może pojawić się nienormalne grzanie się, drgania lub inne nieregularności pracy pompy. Po próbie pompa powinna zostać rozmontowana, a jej części poddane oględzinom.

Próba typu może być zaniechana dla zespołów energetycznych, których niezawodność została potwierdzona w eksploatacji statków.

10.2.7 Próby na statku

10.2.7.1 Po zainstalowaniu maszyn sterowych na statku należy poddać je próbom szczelności i próbom ruchowym.

10.2.7.2 Zakres prób w morzu w obecności inspektora PRS powinien obejmować:

- .1 sprawdzenie spełniania przez maszynę główną i rezerwową wymagań punktów 10.2.1.1 i 10.2.1.2 dotyczących wychylenia steru. Jeżeli pędnikiem jest śruba nastawna, to powinna być ustawiona na maksymalny skok przy znamionowej prędkości obrotowej silnika dla ruchu naprzód.
Jeżeli próby nie mogą odbyć się przy maksymalnym zanurzeniu statku, PRS może wyrazić zgodę na inne warunki ich przeprowadzenia;
- .2 próbę działania zespołów energetycznych maszyny sterowej oraz ich przełączanie;
- .3 wyłączenie i odcięcie pracującego zespołu energetycznego, sprawdzenie czasu przywrócenia sterowności;
- .4 działanie systemu napełniania olejem hydraulicznym;
- .5 działanie układu sterowania, włączając przekazanie sterowania i sterowanie lokalne;
- .6 sprawdzenie środków łączności między sterówką, siłownią i pomieszczeniem maszyny sterowej;
- .7 działanie alarmów i wskaźników wymaganych w 10.2.2.5 oraz w punkcie 8.2.8 z Części VII – *Urządzenia elektryczne i automatyka*;
- .8 sprawdzenie, tam gdzie ma to zastosowanie, że w maszynie nie powstaje blokada hydrauliczna (zamek hydrauliczny) oraz sprawdzenie działania sygnalizacji.

10.3 Wciągarki kotwiczne

10.3.1 Napęd

10.3.1.1 Moc silnika napędowego wciągarki kotwicznej powinna zapewniać nieprzerwane wybieranie w ciągu 30 minut jednego łańcucha z kotwicą o normalnej sile trzymania ze średnią prędkością co najmniej 9 m/min (0,15 m/s), z siłą uciągu P w łańcuchu na kole łańcuchowym nie mniejszą niż określona wg wzoru:

$$P = 9,81 ad^2 \text{ [N]} \quad (10.3.1.1-1)$$

a – współczynnik równy:

3,75 – dla łańcuchów ze stali kategorii 1,

4,25 – dla łańcuchów ze stali kategorii 2,

4,75 – dla łańcuchów ze stali kategorii 3

(kategorie stali na łańcuchy – patrz *Przepisy klasyfikacji i budowy statków morskich*, rozdział 11 z Części IX – *Materiały i spawanie*);

d – kaliber łańcucha kotwicznego, [mm].

Dla łańcuchów o kalibrze poniżej 28 mm za zgodą PRS wartość współczynnika a może być zmniejszona;

Średnia prędkość wybierania łańcucha kotwicznego powinna być mierzona na długości dwóch przęseł, zaczynając od momentu, gdy trzy przęśla znajdują się w stanie swobodnego zwisu.

10.3.1.2 Napęd wciągarki powinien zapewniać prędkość dociągania kotwicy do kluzy nie większą niż 0,15 m/s. Zaleca się, aby prędkość ta nie przekraczała 0,12 m/s.

10.3.1.3 Układ napędowy wciągarki kotwicznej w znamionowym cyklu pracy powinien dla wybierania kotwicy z dna zapewniać uzyskanie w łańcuchu na jednym kole łańcuchowym nieprzerwanej siły uciągu nie mniejszej niż $1,5P$ w czasie nie krótszym niż 2 min, przy czym nie ma zastosowania wymagania punktu 10.3.1.1 dotyczące prędkości wybierania.

10.3.2 Sprzęgła rozłączne i hamulce

10.3.2.1 Wciągarka kotwiczna powinna mieć sprzęgła rozłączne, zainstalowane pomiędzy kołem łańcuchowym a jego wałem napędowym.

Wciągarka kotwiczna z przekładnią niesamohamowną powinna mieć samoczynne urządzenie hamujące, unieruchamiające wały mechanizmu przy zaniku energii napędowej lub awarii napędu.

Samoczynne urządzenie hamujące powinno zapewniać utrzymanie w łańcuchu na kole łańcuchowym obciążenia nie mniejszego niż $1,3P_1$ lub $1,3P_2$.

10.3.2.2 Każde koło łańcuchowe powinno mieć hamulec umożliwiający skuteczne i bezpieczne zatrzymanie łańcucha przy jego wydawaniu. Hamulec ten powinien zapewniać utrzymanie bez poślizgu łańcucha kotwicznego przy odłączonym od napędu kole łańcuchowym i obciążeniu łańcucha siłą:

- .1 równą 0,45 obciążenia zrywającego łańcuch – dla urządzenia kotwicznego ze stoperem przeznaczonym do utrzymywania łańcucha kotwicznego w czasie postoju statku na kotwicy;
- .2 równą 0,8 obciążenia zrywającego łańcuch – dla urządzenia kotwicznego bez stopera wymienionego w .1.

Siła na rękojeści urządzenia hamulcowego niezbędna do uzyskania tego skutku nie powinna być większa niż 740 N.

10.3.3 Koła łańcuchowe

10.3.3.1 Koła łańcuchowe powinny mieć co najmniej pięć gniazd. Kąt opasania kół łańcuchowych o poziomym położeniu osi nie powinien być mniejszy niż 115° , a kół o pionowym położeniu osi – nie mniejszy niż 150° .

10.3.3.2 Koła łańcuchowe należy tak skonstruować, aby ogniwa łącznikowe (ogniwa Kentera) mogły bez przeszkód przez nie przechodzić w położeniu pionowym i poziomym.

10.3.4 Zabezpieczenie przed przeciążeniem

Jeżeli maksymalny moment silnika wciągarki kotwicznej może wywołać w częściach wciągarki naprężenia (zredukowane) przekraczające 0,95 granicy plastyczności materiału tych części lub może wywołać na kole łańcuchowym siłę większą niż 0,5 obciążenia próbnego łańcucha, to między silnikiem i wciągarką należy zainstalować pewnie działające sprzęgło bezpieczeństwa, nie dopuszczające do przekroczenia takiego obciążenia.

10.3.5 Sprawdzenie wytrzymałości

Naprężenia w częściach wciągarki kotwicznej znajdujących się w strumieniu linii sił nie powinny przekraczać:

- $0,4 R_e$ – przy obciążeniu nominalną mocą silnika napędowego,
- $0,95 R_e$ – przy obciążeniu maksymalnym momentem obrotowym silnika napędowego,
- $0,95 R_e$ – przy maksymalnym możliwym obciążeniu łańcuchem kotwicznym utrzymywanym hamulcem – zgodnie z 10.3.2.2; powyższe dotyczy elementów wciągarki podlegających temu obciążeniu;

(R_e – granica plastyczności materiału rozpatrywanych części).

Przy konstruowaniu wciągarek należy zwrócić uwagę na:

- koncentrację naprężeń w miejscach karbu,
- obciążenie dynamiczne wywołane gwałtownym rozruchem i zatrzymaniem silnika napędowego,
- metody obliczeń i stosowane przybliżenia przy określaniu wartości i przebiegu naprężeń,
- skuteczne posadowienie wciągarki na fundamencie.

10.3.6 Wymagania dodatkowe dla wciągarek kotwicznych ze zdalnym sterowaniem

10.3.6.1 Wciągarki takie powinny mieć samoczynne urządzenie utrzymujące prędkość opuszczania łańcucha kotwicznego (z kołem łańcuchowym odłączonym od napędu) nie większą niż 3 m/s i nie mniejszą niż 1,33 m/s, przy czym wartość ta nie dotyczy rozbiegu początkowego.

Na statkach o wskaźniku wyposażenia 400 i mniejszym takie samoczynne urządzenie hamujące nie jest wymagane.

10.3.6.2 Hamulec koła łańcuchowego powinien zapewniać łagodne zatrzymanie łańcucha kotwicznego w czasie nie dłuższym niż 5 s i nie krótszym niż 2 s, licząc od momentu podania sygnału ze stanowiska sterowania.

10.3.6.3 Stanowisko zdalnego sterowania powinno być wyposażone we wskaźnik długości wypuszczonego łańcucha i wskaźnik prędkości wypuszczania – z zaznaczoną granicą prędkości dopuszczalnej 3 m/s.

10.3.6.4 Wciągarki kotwiczne ze sterowaniem zdalnym powinny mieć lokalne stanowiska sterowania ręcznego. W każdym przypadku uszkodzenia układu sterowania zdalnego powinna być zachowana możliwość sterowania lokalnego.

10.4 Wciągarki cumownicze

10.4.1 Napęd

10.4.1.1 Silnik napędowy wciągarki cumowniczej powinien być przystosowany do ciągłego wybierania liny cumowniczej przez co najmniej 30 minut ze znamionową siłą uciągu.

Prędkość wybierania liny cumowniczej na pierwszej warstwie nawinięcia na bębnie powinna wynosić co najmniej – przy uciągu znamionowym wynoszącym:

- do 80 kN – 0,25 m/s,
- od 81 do 160 kN – 0,20 m/s,
- od 161 do 250 kN – 0,16 m/s,
- ponad 250 kN – 0,13 m/s.

Prędkość wybierania liny głowicą cumowniczą, przy obciążeniu znamionowym, nie powinna przekraczać 0,3 m/s.

Wytyczne dotyczące dobierania znamionowej siły uciągu zawarte są w *Części III – Wyposażenie kadłubowe*.

10.4.1.2 Układ napędowy wciągarki cumowniczej w znamionowym cyklu pracy powinien zapewniać uzyskanie w linie nabiegającej na bęben w pierwszą warstwę nieprzerwaną siłą uciągu nie mniejszą niż 1,5 siły uciągu znamionowego w czasie nie krótszym niż 2 min.

Uciąg w linie przeznaczonej do pracy z wciągarką cumowniczą – wywołany przez maksymalny moment napędu – nie powinien być większy niż 0,8 siły zrywającej linę.

10.4.1.3 Jeżeli maksymalny moment obrotowy silnika napędowego może doprowadzić do większego obciążenia elementów wciągarki cumowniczej niż podano w 10.4.3, to należy przewidzieć zabezpieczenie przed przeciążeniem.

10.4.2 Hamulce

10.4.2.1 Wciągarka cumownicza powinna mieć samoczynne urządzenie hamujące, utrzymujące linę cumowniczą obciążoną uciążem nie mniejszym od 1,5 siły uciągu znamionowego przy zaniku energii napędowej lub awarii napędu.

10.4.2.2 Bęben wciągarki cumowniczej powinien posiadać hamulec, którego moment hamujący będzie zapobiegał odwijaniu się liny cumowniczej obciążonej siłą równą 0,8 obciążenia zrywającego linę nawiniętą na bęben w pierwszej warstwie.

Siła przyłożona do rękojeści hamulca niezbędna do wytworzenia tego momentu nie powinna przekraczać 740 N.

Jeżeli bęben wciągarki jest wyposażony w urządzenie zapadkowe lub inne urządzenie blokujące, to powinna być możliwość zwolnienia bębna w sposób kontrolowany w przypadku, gdy lina cumownicza jest obciążona.

10.4.3 Sprawdzenie wytrzymałości

10.4.3.1 Naprężenia w częściach mocujących wciągarkę cumowniczą do fundamentu oraz w obciążonych częściach wciągarki przy działaniu na bęben linowy, jak również głowicę cumowniczą w środku jej długości obciążeniem zrywającym linę cumowniczą, nie powinny przekraczać 0,95 granicy plastyczności materiału tych części.

Naprężenia w częściach wciągarki powinny zostać określone z uwzględnieniem wszystkich możliwych rodzajów i geometrycznych kierunków obciążeń mogących wystąpić w eksploatacji.

10.4.3.2 Dane dotyczące wytrzymałości liny przeznaczonej do pracy z mechanizmem cumowniczym powinny być umieszczone na mechanizmie.

10.4.4 Wymagania dodatkowe dla wciągarek cumowniczych z automatyczną regulacją siły uciągu

10.4.4.1 Wciągarki cumownicze z automatyczną regulacją siły uciągu powinny być wyposażone w:

- wskaźnik rzeczywistej wielkości siły uciągu działającej w linie cumowniczej podczas pracy mechanizmu z automatyczną regulacją;
- urządzenie do automatycznego wydawania liny cumowniczej, działające przy napięciu w linie nie większym niż 1,5 i nie mniejszym niż 1,05 nastawionego uciągu (przy nawiniętej pierwszej warstwie).

Wciągarki cumownicze ze sterowaniem zdalnym powinny być wyposażone w sygnalizację alarmową sygnalizującą na stanowisku zdalnego sterowania przekroczenie dopuszczalnej siły uciągu. Sygnalizacja powinna działać niezależnie od długości wypuszczonej liny.

10.5 Wciągarki holownicze

10.5.1 W przypadku stosowania automatycznych urządzeń do regulacji napięcia liny holowniczej należy zapewnić możliwość kontrolowania wielkości aktualnej siły uciągu. Wskaźniki należy zainstalować przy wciągarkach i w sterowni statku.

10.5.2 Należy przewidzieć sygnalizację alarmową działającą przy wypuszczeniu liny holowniczej na maksymalną dopuszczalną długość.

10.5.3 Bębny wciągarek holowniczych powinny spełniać wymagania punktu 10.1.7 i być wyposażone w układy lin. Przy dwóch i większej liczbie bębnow należy stosować układy niezależne. Bęben linowy powinien mieć sprzęgło pozwalające na odłączanie go od mechanizmu napędowego. Geometryczne wymiary głowic wciągarki holowniczej powinny zapewniać możliwość wydawania liny holowniczej.

10.5.4 Konstrukcja wciągarki powinna umożliwiać szybkie zwolnienie hamulca bębna linowego w celu zapewnienia swobodnego wydawania liny holowniczej.

10.5.5 Hamulce wciągarki holowniczej powinny odpowiadać następującym wymaganiom:

- .1 wciągarka holownicza powinna być wyposażona w automatyczne urządzenia hamulcowe zatrzymujące linę przy uciągu równym co najmniej 1,25 uciągu znamionowego podczas zaniku lub odłączenia energii napędowej wciągarki;
- .2 bęben linowy powinien mieć hamulec działający bez poślizgu i przy odłączonym od napędu bębnie, przy działaniu na niego siły nie mniejszej niż obciążenie zrywające linę. Hamulec bębna sterowany dowolnym rodzajem energii powinien mieć również sterowanie ręczne. Konstrukcja hamulca powinna umożliwiać szybkie odhamowanie w celu swobodnego wybierania liny.

10.5.6 Zamocowanie liny do bębna powinno być takie, aby w przypadku całkowitego wydania liny odłączała się ona od bębna przy obciążeniu równym lub nieznacznie większym od znamionowego uciągu wciągarki.

10.5.7 Należy obliczeniowo sprawdzić wytrzymałość części przy działaniu na bęben sił odpowiadających maksymalnemu momentowi obrotowemu silnika napędowego oraz przy działaniu na bęben obciążenia równego obciążeniu zrywającemu linę holowniczą. Naprężenia zredukowane występujące w częściach, które mogą być narażone na działanie sił wynikających z powyższych obciążeń, nie powinny przekraczać 0,95 granicy plastyczności materiału tych części.

10.5.8 Dane dotyczące wytrzymałości liny przeznaczonej do pracy z mechanizmem holowniczym powinny być umieszczone na mechanizmie.

11 HYDRAULICZNE UKŁADY NAPĘDOWE

11.1 Zakres zastosowania

11.1.1 Wymagania niniejszego rozdziału mają zastosowanie do wszystkich urządzeń i instalacji hydraulicznych na statku, z wyjątkiem urządzeń, o których mowa w punkcie 11.1.2.

11.1.2 Odpowiadające uznanym normom niezależne i mieszczące się we własnej obudowie urządzenia nie związane z napędem, sterowaniem i manewrowaniem statku nie muszą spełniać wymagań niniejszego rozdziału.

11.2 Wymagania ogólne

11.2.1 Ciecz hydrauliczna nie powinna powodować korozji elementów instalacji. Temperatura zapłonu nie powinna być niższa niż 150°C. Ciecz hydrauliczna powinna być odpowiednia dla całego zakresu temperatur pracy urządzenia lub instalacji. Dotyczy to szczególnie zakresu zmiany lepkości.

11.2.2 Urządzenia hydrauliczne należy zabezpieczyć zaworami przelewowymi. Jeżeli w innych miejscach *Przepisów* nie postanowiono inaczej, to ciśnienie otwarcia zaworu przelewowego nie powinno przekraczać 1,1 maksymalnego ciśnienia roboczego.

Nominalne natężenie przepływu zaworów przelewowych należy dobierać tak, aby przy pełnej wydajności pompy ciśnienie cieczy nie przekroczyło 1,1 nastawionego ciśnienia otwarcia.

11.2.3 W przypadku układów hydraulicznych i urządzeń pracujących nieprzerwanie, takich jak hydrauliczne napędy główne, maszyny sterowe i sprzęgła hydrokinetyczne, należy zapewnić możliwość czyszczenia filtrów oleju bez unieruchamiania instalacji.

11.2.4 Uszkodzenie układu hydraulicznego nie powinno powodować uszkodzenia związanego z nim mechanizmu lub urządzenia.

11.2.5 Układy hydrauliczne maszyn sterowych oraz układy hydrauliczne śrub napędowych o skoku nastawnym nie powinny mieć żadnych połączeń z innymi układami hydraulicznymi.

11.2.6 Jeżeli rurociąg zasilający wciągarki kotwiczne z napędem hydraulicznym jest połączony z rurociągami innych układów hydraulicznych, to powinien on być zasilany przez dwa niezależne układy pompowe, z których każdy powinien zapewniać pracę urządzenia kotwicznego przy spełnieniu wymagań punktu 10.3.1.

11.3 Zbiorniki palnej cieczy hydraulicznej

Zbiorniki palnej cieczy hydraulicznej powinny odpowiadać wymaganiom dla zbiorników paliwa, z następującymi wyjątkami:

- .1 w przypadku zbiorników nieprzylegających do poszycia statku, usytuowanych poza przedziałem maszynowym, w pomieszczeniach położonych powyżej maksymalnej wodnicy zanurzenia, w których nie ma źródeł zapłonu takich jak silniki spalinowe czy kotły, dopuszcza się stosowanie cylindrycznych szkieł płynowskazowych.
- .2 w przypadku zbiorników o pojemności poniżej 100 dm³, usytuowanych w przedziale maszynowym, PRS może rozważyć dopuszczenie cylindrycznych szkieł płynowskazowych.

11.4 Połączenia rurowe

Połączenia rurowe powinny spełniać wymagania podrozdziału 15.3, a ponadto:

- .1 rury zamontowane na statku powinny mieć powierzchnię wewnętrzną o odpowiedniej czystości wymaganej dla elementów hydraulicznych,
- .2 dla rurociągów o średnicy mniejszej niż 50 mm mogą być stosowane łączniki rurowe gwintowane typu uznanego przez PRS, z tym że łączniki z uszczelnieniem pierścieniem gumowym mogą być stosowane tylko do przyłączania elementów hydrauliki, a nie do łączenia odcinków rur,
- .3 za zgodą PRS mogą być zastosowane łączniki nie mające uznania PRS, wyłącznie jeżeli odpowiadają odpowiedniej normie państwowej i posiadają właściwe świadectwo odbioru,
- .4 rurociągi nie powinny mieć połączeń lutowanych,
- .5 przewody elastyczne z końcówkami do połączenia powinny spełniać wymagania punktu 15.1.9 i być typu uznanego przez PRS. Za zgodą PRS mogą być zastosowane, poza instalacjami maszyn sterowych oraz instalacjami napędu drzwi wodoszczelnych, ramp i furt w poszyciu kadłuba, ognioodporne przewody elastyczne nie mające uznania PRS, jeżeli odpowiadają one odpowiedniej normie państwowej i posiadają właściwe *Świadectwo odbioru*.

11.5 Elementy hydrauliczne

11.5.1 Akumulatory hydrauliczne powinny spełniać wymagania wytrzymałościowe dla zbiorników ciśnieniowych odpowiedniej klasy. Każdy akumulator, który może być odcięty od instalacji hydraulicznej, powinien być wyposażony we własny zawór przelewowy. Po stronie gazowej powinien być zastosowany zawór bezpieczeństwa lub inny środek zapobiegający nadmiernemu wzrostowi ciśnienia.

11.5.2 Siłowniki (cylindry hydrauliczne) powinny spełniać wymagania wytrzymałościowe dla zbiorników ciśnieniowych odpowiedniej klasy.

11.5.3 Siłowniki powinny być typu uznanego przez PRS. Za zgodą PRS mogą być zastosowane siłowniki nie mające uznania PRS, jeżeli odpowiadają odpowiedniej normie państwowej i posiadają właściwe świadectwo odbioru.

11.5.4 Zawory, pompy, silniki hydrauliczne oraz filtry wysokociśnieniowe powinny być typu uznanego przez PRS.

11.5.5 Siłowniki hydrauliczne nie spełniające wymagań punktu 11.5.3 oraz elementy hydrauliczne nie spełniające wymagania punktu 11.5.4 mogą być zastosowane, jeśli zostały wykonane pod nadzorem PRS na podstawie zatwierdzonej dokumentacji i odebrane przez inspektora PRS u producenta zgodnie z zatwierdzonym programem prób.

11.6 Próby

11.6.1 Próby należy przeprowadzić zgodnie z programem prób zatwierdzonym przez PRS.

11.6.2 Program prób powinien określać rodzaj i zakres prób, kryteria akceptacji, miejsce przeprowadzenia oraz, w razie potrzeby, sposób przeprowadzenia prób.

11.6.3 W zakres prób powinny wchodzić:

- .1 próby ciśnieniowe rurociągów zgodnie z wymaganiami podrozdziału 1.5.5;
- .2 sprawdzenie czystości rurociągów po ich płukaniu;
- .3 próby ruchowe;
- .4 sprawdzenie cieczy hydraulicznej na zawartość zanieczyszczeń przed i po wykonaniu prób ruchowych.

12 URZĄDZENIA GRZEWcze, KUCHENNE I CHŁODNICZE

12.1 Urządzenia na paliwo ciekłe

12.1.1 Wymagania ogólne

12.1.1.1 W urządzeniach grzewczych, kuchennych i chłodniczych (zwanymi dalej urządzeniami) zasilanych paliwem ciekłym może być stosowane wyłącznie paliwo o temperaturze zapłonu wyższej niż 55°C. Urządzenia te muszą być tak skonstruowane, aby mogły być zapalane bez pomocy innej cieczy palnej.

12.1.1.2 Wymóg dotyczący zasilania urządzeń paliwem o temperaturze zapłonu powyżej 55°C nie dotyczy urządzeń z palnikami knotowymi wykorzystujących naftę gospodarczą (artykuł handlowy) jednakże pod warunkiem, że pojemność ich zbiorników paliwa nie przekracza 12 litrów i że urządzenia takie będą stosowane wyłącznie na mostku nawigacyjnym lub w pomieszczeniach mieszkalnych.

12.1.1.3 Urządzenia wraz z ich wyposażeniem powinny być skonstruowane i zainstalowane w taki sposób, aby nie stwarzały zagrożenia w przypadku przegrzania. Urządzenia należy tak zamocować, aby nie mogły się przypadkowo przewrócić ani przesunąć.

12.1.1.4 Urządzeń nie można montować w pomieszczeniach, w których są używane bądź przechowywane ciecze o temperaturze zapłonu poniżej 55 °C. Przez pomieszczenia takie nie można również prowadzić przewodów odprowadzających spaliny z urządzeń.

12.1.1.5 Należy zapewnić dopływ powietrza do urządzeń, niezbędnego do spalania paliwa (patrz również 19.1, 19.2 i 19.3).

12.1.1.6 Urządzenia kuchenne i grzewcze należy podłączyć do przewodów spalinowych, natomiast nad wylotami z urządzeń chłodniczych należy zainstalować wywietrzniki. Przewody spalinowe należy tak wykonać i poprowadzić, aby możliwe było ich okresowe czyszczenie z osadów produktów spalania. Zakończenia przewodów spalinowych na pokładzie otwartym należy wyposażyć w odpowiednie osłony lub inne urządzenia zabezpieczające przed wpływem wiatru. Przewody spalinowe powinny również spełniać wymagania punktów 18.1.3, 18.1.4, 18.1.7 i 18.1.8.

12.1.1.7 Zbiorniki paliwa mogą stanowić integralną część urządzeń lub być montowane osobno.

Zbiorniki integralne powinny być metalowe i posiadać zamknięte wlewy, a ich konstrukcja powinna uniemożliwiać przypadkowe ich otwarcie i opróżnienie. Poniżej maksymalnego poziomu napełnienia takiego zbiornika nie może być połączeń wykonanych przy użyciu tzw. lutowania miękkiego. Zbiorniki te nie mogą znajdować się w pobliżu płomienia palnika ani w innych miejscach, gdzie mogłyby ulec nadmiernemu nagraniu.

W przypadku zbiorników montowanych osobno wysokość ich umieszczenia nad palnikiem nie może przekraczać wielkości określonej przez producenta urządzenia. Zbiorniki takie powinny spełniać wymagania podrozdziału 20.6. Zbiorniki o pojemności większej niż 12 litrów nie mogą być montowane w pomieszczeniach mieszkalnych.

12.1.1.8 Urządzenia powinny być tak skonstruowane, aby uniemożliwić wyciek paliwa w sytuacji przypadkowego zgaśnięcia płomienia.

12.1.2 Piece kuchenne, piece grzewcze oraz inne urządzenia grzewcze z palnikami pracującymi na odparowanym paliwie

12.1.2.1 Jeżeli urządzenia takie montowane są w przedziałach maszynowych, to dopływ powietrza do tych urządzeń jak i do zainstalowanych tam silników spalinowych powinien zapewniać stabilną i w pełni bezpieczną pracę jednych i drugich równocześnie. Jeżeli to konieczne, należy wykonać osobne kanały doprowadzające powietrze do tych urządzeń. Urządzenia muszą być zainstalowane w taki sposób, aby płomień z palnika nie mógł osiągnąć żadnego innego wyposażenia znajdującego się w przedziale maszynowym.

12.1.2.2 Pod piecami grzewczymi i kuchennymi należy instalować wanieńki ściekowe obejmujące swym zasięgiem wszystkie elementy, w których znajduje się paliwo. Pojemność takich wanieńek powinna normalnie wynosić co najmniej 2 litry, a wysokość ich bocznych ścianek – co najmniej 20 mm, natomiast w przypadku montażu takich urządzeń w przedziale maszynowym, wysokość bocznych ścianek powinna wynosić co najmniej 200 mm, a górna krawędź tych ścianek powinna znajdować się co najmniej 100 mm ponad poziomem podłogi. Dolny brzeg palnika powinien znajdować się powyżej górnej krawędzi bocznych ścianek wanieńki.

12.1.2.3 Piece kuchenne i grzewcze powinny być wyposażone w odpowiedni regulator, który przy wszystkich nastawach, zapewnia praktycznie stałe natężenie przepływu paliwa do palnika i uniemożliwia wyciek paliwa w przypadku zgaśnięcia płomienia. Regulator taki uznaje się za odpowiedni, jeżeli pracuje prawidłowo również w warunkach wstrząsów i przechyłu do 12° w dowolną stronę i jeżeli, oprócz pływaka regulującego poziom paliwa posiada dodatkowo:

- drugi pływak pracujący bezpiecznie i niezawodnie, który odetnie dopływ paliwa w sytuacji, gdy dozwolony poziom zostanie przekroczony, lub
- rurkę przelewową, o ile wanienska ściekowa posiada wystarczającą pojemność, aby pomieścić całą zawartość zbiornika paliwa.

12.1.2.4 Zbiorniki paliwa nie stanowiące integralnej części pieców kuchennych i grzewczych oprócz spełnienia wymagań punktu 12.1.1.7 powinny być wyposażone w sterowany z pokładu zawór odcinający dopływ paliwa do tych urządzeń.

12.1.2.5 Przewody spalinowe pieców kuchennych i grzewczych muszą być wyposażone w urządzenia zabezpieczające przed zmianą kierunku ciągu.

12.1.2.6 Urządzenia grzewcze, inne niż piece, powinny spełniać następujące wymagania:

- .1 podanie paliwa do palnika powinno być możliwe dopiero po wcześniejszym przewietrzeniu palnika;
- .2 dopływ paliwa do palnika powinien być regulowany przez termostat;
- .3 zapłon paliwa w palniku powinien być wywołany przez urządzenie elektryczne lub przez płomień pilotowy;
- .4 w przypadku zaniku płomienia w palniku powinno nastąpić odcięcie dopływu paliwa;
- .5 główny wyłącznik urządzenia powinien być usytuowany na zewnątrz pomieszczenia, w którym zainstalowano urządzenie grzewcze, w pobliżu wyjścia z tego pomieszczenia i w miejscu łatwo dostępnym.

12.1.3 Urządzenia grzewcze z wymuszonym przepływem ogrzewanego powietrza

12.1.3.1 Urządzenia grzewcze z wymuszonym przepływem ogrzewanego powietrza, składające się z komory spalania, wokół której przetłaczane jest pod ciśnieniem ogrzewane powietrze kierowane następnie do instalacji rozprowadzającej lub do ogrzewanego pomieszczenia, powinny spełniać następujące wymagania:

- .1 jeśli paliwo jest odparowywane pod ciśnieniem, powietrze do spalania powinno być dostarczane przez dmuchawę;
- .2 zapalenie palnika powinno być możliwe dopiero po wcześniejszym przewietrzeniu komory spalania. Przewietrzanie uznaje się za wystarczające, jeśli dmuchawa podająca powietrze do spalania kontynuuje pracę po wygaszeniu płomienia;
- .3 podawanie paliwa do palnika powinno zostać automatycznie odcięte w następujących przypadkach:
 - zanik płomienia;
 - ilość powietrza podawanego do spalania jest niewystarczająca;
 - temperatura ogrzanego powietrza przekracza temperaturę nastawy;
 - zasilanie elektryczne urządzeń bezpieczeństwa zostało przerwanea po takim odcięciu przywrócenie zasilania paliwem nie może następować w sposób automatyczny.
- .4 dmuchawy podające powietrze do spalania oraz dmuchawy przetłaczające ogrzewane powietrze powinny być wyposażone w wyłączniki umożliwiające ich wyłączenie z miejsca znajdującego się poza pomieszczeniem, które jest ogrzewane;

- .5 jeżeli ogrzewane powietrze zasysane jest z zewnątrz, wloty kanałów wentylacyjnych powinny znajdować się możliwie jak najwyżej ponad pokładem. Usytuowanie wlotów powinno uniemożliwiać przedostawanie się deszczu i mgły wodnej do wnętrza kanałów;
- .6 przewody rozprowadzające ogrzane powietrze powinny być metalowe;
- .7 całkowitego zamknięcia wylotów ogrzanego powietrza;
- .8 należy wykluczyć możliwość przedostania się przecieków paliwa na przewody ogrzanego powietrza;
- .9 należy wykluczyć możliwość zassania powietrza do ogrzewania z przedziału maszynowego.

12.2 Urządzenia grzewcze i kuchenne na paliwo stałe

12.2.1 Urządzenia należy ustawiać na metalowych płytach o zagiętych brzegach, tak aby palące się paliwo ani gorący popiół nie mogły wypaść poza obręb płyty. Wymóg ten nie dotyczy urządzeń grzewczych instalowanych w pomieszczeniach wykonanych z materiałów ognioodpornych i przeznaczonych wyłącznie dla takich urządzeń.

12.2.2 Urządzenia grzewcze należy wyposażać w termostaty sterujące dopływem powietrza do spalania.

12.2.3 W pobliżu każdego urządzenia opalanego paliwem stałym należy umieścić pojemnik z piaskiem lub zapewnić inne środki, umożliwiające szybkie ugaszenie żarzącego się popiołu.

12.2.4 Do urządzeń grzewczych i kuchennych na paliwo stałe mają również zastosowanie wymagania podane w punktach 12.1.1.3, 12.1.1.4, 12.1.1.5 i 12.1.1.6.

12.3 Urządzenia grzewcze, kuchenne i chłodnicze oraz instalacje na gaz ciekły

12.3.1 Wymagania ogólne

12.3.1.1 W urządzeniach grzewczych, kuchennych i chłodniczych na gaz ciekły (zwanymi dalej odbiornikami gazu) może być stosowany wyłącznie gaz o nazwie handlowej „propan”.

12.3.1.2 Wszystkie elementy instalacji gazu ciekłego (butle, reduktory ciśnienia, odbiorniki gazu, rurociągi, przewody elastyczne, armatura) muszą być odpowiednie do pracy z propanem i powinny odpowiadać stosownym standardom technicznym Administracji państwa bandery.

12.3.1.3 Na statkach mogą być instalowane wyłącznie takie odbiorniki gazu, które zostały uznane przez kompetentną instytucję, zgodnie z obowiązującym prawem Administracji państwa bandery i które są wyposażone w urządzenia automatycznie odcinające dopływ gazu w przypadku zgaśnięcia płomienia głównego lub płomienia pilotowego (tzw. świeczki).

12.3.1.4 Odbiorniki gazu oraz związane z nimi instalacje mogą być stosowane wyłącznie w pomieszczeniach mieszkalnych i na mostku nawigacyjnym. Żadne elementy instalacji na gaz ciekły nie mogą się znajdować w przedziałach maszynowych.

12.3.1.5 Odbiorniki gazu mogą być instalowane w pomieszczeniach sypialnych tylko wówczas, gdy spalanie gazu odbywa się bez wykorzystywania powietrza z takich pomieszczeń.

12.3.1.6 Odbiorniki gazu mogą być instalowane na mostku nawigacyjnym tylko wówczas, gdy konstrukcja mostka wyklucza możliwość przedostawania się ulatniającego się gazu do pomieszczeń znajdujących się poniżej, a w szczególności do przedziału maszynowego przez kanały, którymi prowadzone są sterowania.

12.3.1.7 Odbiorniki gazu wykorzystujące do spalania otaczające powietrze mogą być instalowane tylko w pomieszczeniach odpowiednio dużych, wyposażonych w wentylację spełniającą wymagania podrozdziału 12.3.7.

12.3.1.8 Odbiorniki gazu należy tak montować i podłączać do instalacji gazu ciekłego, aby nie miały one możliwości przewrócenia się, przypadkowego przesunięcia oraz aby przewody zasilające nie mogły ulec skręceniu.

12.3.1.9 Na statku może znajdować się kilka oddzielnych instalacji gazu ciekłego. Pomieszczenia mieszkalne rozdzielone ładownią lub zbiornikami nie mogą być obsługiwane przez tę samą instalację gazu ciekłego.

12.3.2 Butle gazowe

12.3.2.1 Na statkach mogą być stosowane wyłącznie butle gazowe o masie napełnienia od 5 do 35 kg.

12.3.2.2 Butle gazowe powinny spełniać wymagania podrozdziału 13.3.2.

12.3.3 Zespoły zasilające instalacje gazu ciekłego

12.3.3.1 Zespół zasilający instalację gazu ciekłego (tj. baterię butli gazowych) należy umieścić w wolnostojącej szafie usytuowanej na pokładzie otwartym poza rejonem pomieszczeń mieszkalnych. Szafa powinna się znajdować w takim miejscu, aby nie przeszkadzała w poruszaniu się po pokładzie, przy czym nie może być ona mocowana do nadburcia w rejonie dziobu ani rufy. Dopuszcza się, aby w charakterze szafy była wykorzystywana wnęka wykonana w ścianie nadbudówki, pod warunkiem że ograniczające ją ścianki będą gazoszczelne a dostęp do umieszczonych wewnątrz niej butli będzie tylko z pokładu otwartego. Szafa powinna znajdować się w takim miejscu, aby rurociągi prowadzone do odbiorników gazu były jak najkrótsze.

12.3.3.2 Szafa powinna być wykonana z materiałów niepalnych i powinna posiadać otwory wentylacyjne w górnej i dolnej części. Na zewnętrznej ścianie szafy należy umieścić napis „Gaz ciekły” oraz symbol graficzny „Palenie wzbronione” o średnicy nie mniejszej niż 100 mm. Szafa powinna być tak skonstruowana i umieszczona, aby temperatura w jej wnętrzu nie mogła przekroczyć 50°C.

12.3.3.3 Butle gazowe w szafach należy umieszczać w pozycji pionowej oraz odpowiednio mocować, tak aby nie mogły się przemieszczać.

12.3.3.4 Zespoły zasilające należy tak instalować, aby w razie nieszczelności ulatniający się gaz wydostawał się z szafy na zewnątrz, do wolnej atmosfery, a nie miał możliwości przenikania do wnętrza statku, ani zetknięcia się ze źródłem zapłonu.

12.3.3.5 Jednej instalacji gazu ciekłego nie może zasilać równocześnie więcej butli niż to jest niezbędne dla jej prawidłowego funkcjonowania, przy czym liczba butli nie może być większa niż cztery. Butle mogą być otwarte równocześnie tylko wówczas, gdy są połączone ze sobą przez automatyczny łącznik zwrotny. Liczba butli przeznaczonych do jednej instalacji gazu ciekłego nie może przekraczać sześciu sztuk, wliczając w to butle zapasowe.

Na statkach pasażerskich z kuchniami przeznaczonymi dla pasażerów liczba butli podłączonych do jednej instalacji gazu ciekłego może być zwiększona do sześciu, a łączna liczba butli przeznaczonych do jednej instalacji gazu ciekłego, tj. razem z butlami zapasowymi – do dziewięciu sztuk.

12.3.3.6 Reduktor ciśnienia, a w przypadku redukcji dwustopniowej reduktor pierwszego stopnia, powinien znajdować się w szafie z butlami i być zamocowany na stałe do jej ścianki.

12.3.4 Przechowywanie butli gazowych pustych i zapasowych

Butle gazowe puste i zapasowe należy przechowywać poza rejonem pomieszczeń mieszkalnych i mostka nawigacyjnego, w szafach spełniających wymagania punktów 12.3.3.1 i 12.3.3.2.

12.3.5 Reduktory ciśnienia

12.3.5.1 Odbiorniki gazu mogą być połączone z butlami tylko za pośrednictwem instalacji rozprowadzającej wyposażonej w jeden lub więcej reduktorów ciśnienia, obniżający ciśnienie gazu do ciśnienia eksploatacyjnego, zgodnie z wartościami podanymi w 12.3.5.4. Redukcja ciśnienia może być jedno- lub dwustopniowa. Ciśnienie na wylocie z reduktora musi być trwale ustawione i nie może być możliwości jego regulacji.

12.3.5.2 Reduktor końcowy ciśnienia powinien być wyposażony w urządzenie bezpieczeństwa, zapobiegające wzrostowi ciśnienia w przypadku awarii reduktora. Urządzenie to może być zainstalowane bezpośrednio na reduktorze lub tuż za nim. Należy zapewnić, aby w przypadku zadziałania urządzenia bezpieczeństwa gaz wydostawał się do wolnej atmosfery, a nie miał możliwości przenikania do wnętrza statku, ani zetknięcia się ze źródłem zapłonu.

12.3.5.3 Urządzenia zabezpieczające i związane z nimi rurociągi odprowadzające należy zabezpieczyć przed przedostawaniem się do nich wody.

12.3.5.4 Reduktory ciśnienia powinny utrzymywać w instalacji następujące ciśnienie gazu:

- .1 w przypadku redukcji dwustopniowej ciśnienie pośrednie nie może być większe niż 250 kPa;
- .2 ciśnienie za ostatnim reduktorem nie może być większe niż 5 kPa, z tolerancją +10%.

12.3.6 Rurociągi, przewody elastyczne i armatura gazu ciekłego

12.3.6.1 Rurociągi instalacji gazu ciekłego powinny być stalowe lub miedziane. Rurociągi stalowe należy zabezpieczyć przed korozją. Grubość ścian rurociągów powinna odpowiadać wymaganiom podanym w podrozdziale 15.2.

12.3.6.2 Butle gazowe powinny być podłączone do instalacji rozprowadzającej przy użyciu wysokociśnieniowych przewodów elastycznych bądź rur karbowanych, odpowiednich dla propanu. Odbiorniki gazu, które nie są zainstalowane na stałe, mogą być podłączone przy pomocy przewodów elastycznych o długości nie przekraczającej 1 m.

12.3.6.3 Rurociągi powinny być odporne na działanie naprężeń występujących w trakcie normalnej eksploatacji na statku. Wymiary i prowadzenie rurociągów powinno zapewniać zasilanie odbiorników gazem o wymaganym ciśnieniu i wydajności.

12.3.6.4 Rurociągi gazu powinny mieć jak najmniej połączeń. Rurociągi i złącza powinny zachować gazoszczelność bez względu na drgania i odkształcenia, jakim mogą być poddane w trakcie eksploatacji.

12.3.6.5 Należy zapewnić łatwy dostęp do rurociągów. Rurociągi powinny być dobrze zamocowane, a w miejscach gdzie są narażone na uszkodzenia, w szczególności przy przejściach przez stalowe grodzie i ściany, odpowiednio zabezpieczone.

12.3.6.6 Przewody elastyczne i ich połączenia powinny być odporne na działanie naprężeń występujących w trakcie normalnej eksploatacji na statku. Przewodów elastycznych nie można w żaden sposób unieruchamiać – muszą one swobodnie spoczywać lub zwisać. Przewody należy tak umieszczać, aby nie mogły się nadmiernie nagrzewać oraz aby na całej długości były widoczne.

12.3.6.7 Należy zapewnić możliwość odcięcia instalacji rozprowadzającej gaz od zespołu zasilającego przy użyciu zaworu, który w każdej chwili jest łatwo i szybko dostępny.

12.3.6.8 Każdy odbiornik gazu powinien posiadać oddzielne przyłącze do instalacji rozprowadzającej, wyposażone w zawór odcinający. Zawory odcinające należy montować w takich miejscach, gdzie będą zabezpieczone przed uszkodzeniami i wpływem warunków atmosferycznych. Jeżeli odbiornik gazu jest podłączony do instalacji rozprowadzającej przy użyciu przewodu elastycznego, to zawór odcinający należy zainstalować przed przewodem elastycznym.

12.3.6.9 Za każdym reduktorem ciśnienia należy zamontować przyłącze umożliwiające przeprowadzanie prób ciśnieniowych instalacji. Należy przewidzieć zawory odcinające, aby podczas prób ciśnieniowych rurociągów reduktory nie były poddawane działaniu ciśnienia próbnego.

12.3.6.10 Armatura instalacji powinna być wykonana z brązu, mosiądzu lub innego materiału nieiskrzącego, odpornego na korozję.

12.3.7 Wentylacja i odprowadzenie spalin

12.3.7.1 W pomieszczeniach, w których zainstalowano odbiorniki gazu wykorzystujące do spalania powietrze z otoczenia, należy przewidzieć instalację wentylacji naturalnej, składającą się z kanałów: nawiewowego i wyciągowego, umieszczonych w dolnej i górnej części pomieszczenia, o powierzchni przekroju w świetle nie mniejszej niż 0,015 m² każdy.

12.3.7.2 Kanały wentylacyjne nie mogą mieć urządzeń zamykających i nie mogą być wyprowadzone do pomieszczeń sypialnych.

12.3.7.3 Urządzenia do odprowadzania spalin powinny być tak skonstruowane, aby zapewnić bezpieczne usunięcie spalin. Urządzenia te powinny być niezawodne w działaniu i wykonane z materiałów niepalnych. Wentylacja pomieszczenia nie może zakłócać działania urządzeń do odprowadzania spalin.

12.3.8 Instrukcje użytkowania i bezpieczeństwa

W odpowiednim miejscu na statku należy wywiesić instrukcję obsługi instalacji gazu ciekłego, zawierającą następujące informacje:

- .1 zawory butli gazowych nie podłączonych do instalacji muszą być stale zamknięte, nawet jeśli butla uważana jest za pustą;
- .2 przewody elastyczne powinny być wymienione natychmiast, gdy wymaga tego ich stan techniczny;
- .3 wszystkie odbiorniki gazu muszą być podłączone do instalacji, chyba że przeznaczone dla nich odgałęzienia rurociągów zostaną zaślepione.

12.3.9 Odbiór instalacji gazu ciekłego

Przed oddaniem instalacji gazu ciekłego do użytku, po każdorazowej przeróbce lub naprawie oraz przed każdym wystawieniem poświadczenia odbioru, omówionym w 12.3.11, instalacja musi być odebrana przez inspektora upoważnionego przez uprawnioną instytucję. Na statku powinno znajdować się poświadczenie odbioru – patrz 12.3.11.

12.3.10 Próby instalacji gazu ciekłego

12.3.10.1 Rurociągi od zaworu odcinającego zainstalowanego za pierwszym reduktorem (patrz 12.3.6.9) do zaworu odcinającego zainstalowanego przed reduktorem końcowym należy poddać następującym próbom:

- .1 próbie wytrzymałości ciśnieniem 2 MPa przy użyciu sprężonego powietrza, gazu obojętnego lub cieczy;
- .2 próbie gazoszczelności ciśnieniem 350 kPa przy użyciu sprężonego powietrza lub gazu obojętnego.

12.3.10.2 Rurociągi od zaworu odcinającego zainstalowanego za reduktorem jednostopniowym lub reduktorem końcowym do zaworów odcinających odbiorniki gazu (patrz 12.3.6.8) należy poddać próbie szczelności ciśnieniem 100 kPa przy użyciu powietrza lub gazu obojętnego.

12.3.10.3 Rurociągi od zaworu odcinającego zainstalowanego za reduktorem jednostopniowym lub reduktorem końcowym do armatury odcinająco-sterującej odbiorników gazu należy poddać próbie szczelności ciśnieniem 15 kPa.

12.3.10.4 Rurociągi poddawane próbom szczelności, o których mowa w 12.3.10.1.2, 12.3.10.2 i 12.3.10.3 uważa się za gazoszczelne, jeżeli po upływie czasu niezbędnego dla ustabilizowania się ciśnienia, nie obserwuje się spadku ciśnienia przez okres 10 minut.

12.3.10.5 Elementy poddawane bezpośredniemu działaniu ciśnienia roboczego gazu z butli (poczynając od przyłączy na butlach, a kończąc na połączeniach reduktorów z instalacją rozprzewadzającą) należy poddać próbie szczelności gazem z butli, przy użyciu wody mydlanej.

12.3.10.6 Należy uruchomić każdy odbiornik gazu i przy ciśnieniu eksploatacyjnym panującym w instalacji sprawdzić proces spalania gazu przy różnych nastawach kurków regulacyjnych. Należy również sprawdzić działanie automatycznych urządzeń odcinających dopływ gazu po zgaśnięciu płomienia.

12.3.10.7 Po przeprowadzeniu prób, o których mowa w 12.3.10.6, każdy odbiornik gazu podłączony do przewodu spalinowego należy uruchomić i podczas 5-minutowej pracy przy nominalnym ciśnieniu gazu i funkcjonującej wentylacji sprawdzić, czy wszystkie spaliny uchodzą przez przewód. Podczas tej próby okna i drzwi do pomieszczenia mają być zamknięte. Jeżeli do pomieszczenia będą przenikać spaliny, to należy ustalić i usunąć przyczynę tego zjawiska. Odbiornika gazu nie można dopuścić do eksploatacji, dopóki wszelkie niesprawności nie zostaną usunięte.

12.3.11 Poświadczenie odbioru

12.3.11.1 Armator zobowiązany jest prowadzić dla każdej instalacji gazu ciekłego książkę zapisów, wystawianą przez uprawnioną instytucję i przedkładać ją podczas przeglądu instalacji celem wpisania poświadczenia odbioru.

12.3.11.2 Poświadczenie jest wpisywane przez uprawnionego inspektora po przeprowadzeniu odbiorów i prób instalacji zgodnie z 12.3.9 i 12.3.10.

12.3.11.3 Okres ważności poświadczenia wynosi 3 lata. Po wygaśnięciu ważności poświadczenia, instalacja gazu ciekłego podlega ponownemu odbiorowi i próbom.

12.3.11.4 W wyjątkowych przypadkach, na uzasadniony wniosek Armatora, ważność poświadczenia może być przedłużona maksymalnie o 3 miesiące. Zgoda na przedłużenie okresu ważności poświadczenia wydawana jest na piśmie i powinna być dołączona do książki zapisów instalacji gazu ciekłego.

12.4 Elektryczne urządzenia grzewcze i kuchenne

12.4.1 Elektryczne urządzenia grzewcze i kuchenne powinny spełniać wymagania określone w podrozdziałach 12.1, 12.2 i 12.3 z *Części VII – Urządzenia elektryczne i automatyka*.

12.4.2 Grzejniki elektryczne powinny być umieszczane w odległości co najmniej 50 mm od ścianek lub burt. Jeżeli ścianki lub burty oszalowane są drewnem lub innymi materiałami palnymi, to ich część znajdująca się przy grzejnikach powinna być osłonięta niepalnym materiałem izolacyjnym.

13 ZBIORNIKI CIŚNIENIOWE I WYMIENNIKI CIEPŁA

13.1 Konstrukcja zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła

13.1.1 Części zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła, stykające się z wodą morską lub innymi czynnikami mogącymi powodować korozję, należy wykonywać z materiałów odpornych na ich działanie. W przypadku zastosowania innych materiałów, sposób ich ochrony przed korozją podlega odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

13.1.2 Konstrukcja zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła powinna zapewnić niezawodność ich działania w warunkach określonych w podrozdziale 1.9.

13.1.3 Ulegająca zmniejszeniu podczas gięcia grubość ścianek rur nie powinna być mniejsza od obliczeniowej.

13.1.4 Konstrukcja wymienników ciepła oraz zbiorników ciśnieniowych powinna zapewniać kompensację wydłużeń cieplnych korpusu i poszczególnych elementów.

13.1.5 Do zamocowania korpusów wymienników ciepła i zbiorników ciśnieniowych do fundamentów należy stosować podpory. Jeżeli to konieczne, należy przewidzieć górne zamocowania (patrz również 2.3.1).

13.2 Osprzęt

13.2.1 Każdy zbiornik ciśnieniowy i wymiennik ciepła lub ich nierozłączny zestaw należy wyposażyć w nieodłączalny zawór bezpieczeństwa. W przypadku istnienia kilku nie połączonych ze sobą komór zawory bezpieczeństwa należy umieścić na każdej takiej komorze. Zbiorniki hydroforowe należy wyposażyć w zawory bezpieczeństwa zainstalowane na części wodnej.

W uzasadnionych przypadkach PRS może odstąpić od powyższych wymagań.

13.2.2 Zawory bezpieczeństwa powinny być w zasadzie sprężynowe. W podgrzewaczach paliwa i oleju można stosować płytki bezpieczeństwa typu uznanego przez PRS, umieszczone na przestrzeni paliwowej i olejowej.

13.2.3 Zawory bezpieczeństwa powinny mieć taką przepustowość, aby w każdych warunkach ciśnienie robocze nie mogło być przekroczone o więcej niż 10%.

13.2.4 Konstrukcja zaworów bezpieczeństwa powinna umożliwiać ich plombowanie lub równorzędne zabezpieczenie przed wykonywaniem regulacji przez osoby nieupoważnione. Sprężyny oraz powierzchnie uszczelniające zaworów powinny być wykonane z materiałów odpornych na korozyjne działanie danego czynnika.

13.2.5 Poziomowskazy i przezierniki można instalować na zbiornikach ciśnieniowych i wymiennikach ciepła tylko wówczas, gdy wymagają tego warunki kontroli i nadzoru. Poziomowskazy i przezierniki powinny mieć niezawodną konstrukcję i powinny być odpowiednio chronione. W poziomowskazach, w których znajduje się paliwo lub olej, należy stosować wkładki ze szkła płaskiego. Dla paliwa i oleju należy stosować płynowskazy z płaskimi szklami.

13.2.6 W konstrukcji wymienników ciepła i zbiorników ciśnieniowych należy przewidzieć kołnierze nakładane lub króćce z kołnierzami do zamocowania armatury.

W konstrukcjach zbiorników hydroforowych można stosować również króćce gwintowane.

13.2.7 Króćce instalowane na zbiornikach ciśnieniowych i wymiennikach ciepła powinny być sztywne i jak najkrótsze (o długości wystarczającej do zamocowania i zdjęcia armatury bez usuwania izolacji). Króćce nie powinny być narażone na działanie nadmiernych sił zginających, a w niezbędnych przypadkach należy je wzmocnić odpowiednimi usztywnieniami.

13.2.8 Kołnierze przeznaczone do mocowania armatury i rurociągów oraz króćce i tuleje przechodzące na wylot przez ściany zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła należy spawać, przy czym zaleca się spawanie obustronne. Króćce można spawać jednostronnie przy zastosowaniu podkładki lub w inny sposób zapewniający przetop na całej grubości ściany.

13.2.9 Zbiorniki ciśnieniowe i wymienniki ciepła należy wyposażyć w odpowiednie urządzenia do przedmuchiwania i w urządzenia spustowe.

13.2.10 Zbiorniki ciśnieniowe i wymienniki ciepła powinny mieć włązy umożliwiające oględziny ich wewnętrznych powierzchni. Włązy powinny mieć co najmniej następujące wymiary:

- 300 x 400 mm – w przypadku włązów owalnych,
- 400 mm – w przypadku włązów okrągłych.

W szczególnych przypadkach PRS może rozpatrzyć możliwość zmniejszenia wymiarów do 280 x 380 mm dla włązów owalnych i do 380 mm dla włązów okrągłych.

Włązy owalne w ściankach cylindrycznych należy tak sytuować, aby krótsza oś włązu była równoległa do osi cylindra.

13.2.11 Jeżeli wykonanie włązów, o których mowa w 13.2.10, jest niemożliwe, to w odpowiednich miejscach należy wykonać otwory wziernikowe. Zbiorniki ciśnieniowe i wymienniki ciepła o długości powyżej 2,5 m powinny mieć otwory wziernikowe na obu końcach.

Jeżeli zbiornik ciśnieniowy lub wymiennik ciepła ma konstrukcję rozbieralną albo jeżeli całkowicie wykluczona jest możliwość skorodowania lub zanieczyszczenia ścian od wewnątrz, włązy i wzierniki nie są wymagane.

Jeżeli konstrukcja zbiornika ciśnieniowego lub wymiennika ciepła uniemożliwia oględziny przez włązy lub otwory wziernikowe, wykonanie ich nie jest wymagane.

13.2.12 W przypadku stosowania niemetalowych uszczeltek pokryw włązów i innych otworów, konstrukcja uszczeltek powinna uniemożliwić ich wyciskanie.

13.2.13 Każdy zbiornik ciśnieniowy i wymiennik ciepła oraz każdą nierozłączną ich grupę należy wyposażyć w manometr lub manowakuometr. W wymiennikach ciepła podzielonych na kilka komór należy każdą komorę wyposażyć w manometr lub manowakuometr (patrz również podrozdział 1.13).

13.3 Wymagania dotyczące poszczególnych rodzajów zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła

13.3.1 Zbiorniki sprężonego powietrza

13.3.1.1 Zawory bezpieczeństwa zbiorników powietrza rozruchowego silników głównych i pomocniczych oraz instalacji przeciwpożarowych powinny, po zadziałaniu, zamknąć się całkowicie zanim ciśnienie w zbiorniku spadnie poniżej 85% ciśnienia roboczego.

13.3.1.2 Jeżeli sprężarki, zawory redukcyjne lub rurociągi, z których powietrze podawane jest do zbiorników, są wyposażone w zawory bezpieczeństwa tak wyregulowane, że niemożliwe jest podawanie do zbiorników powietrza o ciśnieniu wyższym od roboczego, to na tych zbiornikach można nie instalować zaworów bezpieczeństwa. W takim przypadku zamiast zaworów bezpieczeństwa należy instalować na zbiornikach płytki topikowe.

13.3.1.3 Płytki topikowe powinny ulegać stopieniu w temperaturze 100÷130°C. Na płytce topikowej powinna być wybita temperatura stopienia. Na zbiornikach sprężonego powietrza o pojemności powyżej 700 litrów należy instalować płytki topikowe o średnicy co najmniej 10 mm.

13.3.1.4 Każdy zbiornik sprężonego powietrza należy wyposażyć w urządzenia odwadniające. Zbiorniki zainstalowane w położeniu poziomym powinny mieć urządzenia odwadniające na obu końcach.

13.3.2 Butle na gazy sprężone

13.3.2.1 Butlami na gazy sprężone nazywa się przenośne zbiorniki ciśnieniowe wykonane specjalnie w celu magazynowania gazów sprężonych lub czynnika gaśniczego, które przechowywane są na statku dla potrzeb jego eksploatacji, lecz nie mogą być napełniane przy pomocy znajdujących się tam urządzeń.

13.3.2.2 Obliczenia wytrzymałościowe należy wykonywać z uwzględnieniem wymagań zawartych w 14.2.8 przy czym:

- ciśnienie obliczeniowe nie powinno być mniejsze od ciśnienia, które może powstać w temperaturze 45°C przy przewidzianym stopniu napełnienia butli;
- naprężenia dopuszczalne σ należy określać według 14.2.4, a współczynnik bezpieczeństwa według 14.2.5.1;
- naddatek c dla butli narażonych na korozję należy przyjmować jako nie mniejszy niż 0,5 mm.

Stosowanie do wyrobu butli stali o granicy plastyczności większej niż 750 MPa, lecz nie przekraczającej 850 MPa, jest możliwe tylko za zgodą PRS.

13.3.2.3 Celem niedopuszczenia do niebezpiecznego wzrostu ciśnienia w butli przy podwyższeniu temperatury należy przewidzieć nieodłączalne urządzenia zabezpieczające o uznanej konstrukcji. Można stosować zawory bezpieczeństwa i płytki zabezpieczające, działające przy ciśnieniu przekraczającym 1,1 ciśnienia roboczego, lecz nie wyższym niż 0,9 ciśnienia próbnego.

13.3.2.4 Butle powinny mieć trwałe odczewanie, zawierające następujące informacje:

- .1** nazwę wytwórcy,



- .2 numer fabryczny,
- .3 rok wykonania,
- .4 rodzaj gazu,
- .5 pojemność,
- .6 ciśnienie próbne,
- .7 masę własną butli (tare),
- .8 napełnienie maksymalne (ciśnienie/masa),
- .9 stempel i datę badania.

13.3.2.5 Butle należy poddawać próbie hydraulicznej ciśnieniem równym 1,5 ciśnienia roboczego.

13.3.2.6 Butle wykonane specjalnie w celu magazynowania gazów sprężonych lub czynnika gaśniczego powinny mieć uznanie PRS albo być wykonane zgodnie z obowiązującymi normami pod nadzorem kompetentnego organu nadzoru technicznego uznanego przez PRS.

13.3.3 Zbiorniki ciśnieniowe do obróbki produktów połowów

13.3.3.1 Okresowo otwierane pokrywy zbiorników powinny być wyposażone w urządzenia zabezpieczające przed niepełnym zamknięciem lub przed samoczynnym otwarciem. Należy przy tym wykluczyć możliwość otwarcia pokrywy przy istnieniu w zbiorniku nadciśnienia lub podciśnienia, jak również możliwość obciążenia zbiornika ciśnieniem przy częściowo zamkniętej pokrywie.

13.3.3.2 Wewnętrzne wyposażenie (mieszalniki, węzownice, półki, przegrody itp.) utrudniające przegląd wewnętrzny zbiorników powinno być łatwe do demontażu.

13.3.3.3 Do obserwacji przestrzeni roboczych mieszarek mogą być stosowane szklane wzierniki o średnicy nie większej niż 150 mm, pod warunkiem że ciśnienie robocze tych przestrzeni nie przekracza 0,25 MPa.

13.3.3.4 W zbiornikach o ciśnieniu wyższym niż 0,25 MPa pokrywy otworów załadowniczych powinny być wykonane tak, aby w przypadku przerwania uszczelki gorący czynnik był odprowadzany w kierunkach nie powodujących zagrożenia dla obsługującego personelu.

13.3.3.5 Zbiorniki pracujące przy podciśnieniu, ogrzewane wodą o temperaturze wyższej niż 115°C, powinny być wyposażone w zawory bezpieczeństwa zapobiegające powstawaniu w przestrzeni próżniowej (wskutek nieszczelności systemu ogrzewającego) nadciśnienia przewyższającego 0,85 wartości ciśnienia próbnego zbiornika.

Zbiorniki te należy obliczać na ciśnienie otwarcia zaworu bezpieczeństwa, przy czym obliczone naprężenia nie mogą przewyższać 0,8 wartości granicy plastyczności materiału w temperaturze obliczeniowej.

13.3.3.6 Dla mieszalników ogrzewanych wodą, a także dla ścianek komór mieszarek stykających się z obracającym wsadem, naddatek *c* do obliczeniowej grubości ścianek należy przyjmować nie mniejszy niż 2 mm.

13.3.4 Filtry i chłodnice

13.3.4.1 Filtry i chłodnice silników głównych i pomocniczych powinny spełniać wymagania dotyczące materiałów i konstrukcji, obowiązujące dla wymienników ciepła i zbiorników ciśnieniowych.

13.3.4.2 Filtry paliwa ciekłego instalowane równolegle w celu umożliwienia ich czyszczenia bez konieczności zatrzymania silnika (filtry podwójne) powinny być wyposażone w zabezpieczenia przed omyłkowym otwarciem filtra będącego pod ciśnieniem.

13.3.4.3 Filtry paliwa ciekłego lub ich komory powinny mieć odpowiednie środki do:

- ich odpowietrzania przy włączaniu do pracy,
- zniwelowania nadciśnienia przed ich otwarciem.

Do tego celu powinny być stosowane zawory lub kurki wraz z rurkami ściekowymi prowadzącymi do miejsc bezpiecznych.

14 OBLICZENIA WYTRZYMAŁOŚCIOWE ZBIORNIKÓW CIŚNIENIOWYCH I WYMIENNIKÓW CIEPŁA

14.1 Postanowienia ogólne

Zbiorniki ciśnieniowe i wymienniki ciepła dzielą się w zależności od parametrów i rodzaju konstrukcji na klasy określone w tabeli 14.1.

Tabela 14.1

Rodzaj urządzenia	Klasa I	Klasa II	Klasa III
Zbiorniki ciśnieniowe i wymienniki ciepła	$p > 4,0$ lub $t > 350$ lub $s > 35$	$1,6 < p \leq 4,0$ lub $120 < t \leq 350$ lub $16 < s \leq 35$	$p \leq 1,6$ i $t \leq 120$ i $s \leq 16$
Zbiorniki ciśnieniowe i wymienniki ciepła z zawartością czynników toksycznych, palnych lub wybuchowych	niezależnie od parametrów	-	-

p – ciśnienie obliczeniowe, tj. ciśnienie przyjmowane do obliczeń wytrzymałościowych, nie niższe niż ciśnienie otwarcia zaworów bezpieczeństwa lub innych urządzeń zabezpieczających, [MPa];

t – temperatura obliczeniowa ścianki, [°C];

s – grubość ścianki, [mm].

14.2 Obliczenia wytrzymałościowe

14.2.1 Wymagania ogólne

14.2.1.1 Określone w wyniku obliczeń grubości ścian są minimalnymi grubościami dopuszczalnymi w normalnych warunkach eksploatacji. Wzory i metody obliczeń nie uwzględniają technologicznych tolerancji grubości wykonania obliczanych części; tolerancje te należy uwzględnić przez odpowiednie dodatki do grubości obliczeniowych.

Na żądanie PRS należy uwzględnić dodatkowe naprężenia powodowane obciążeniami zewnętrznymi (siłami osiowymi oraz momentami zginającymi i skręcającymi) działającymi na obliczany element (w szczególności obciążeniami masą własną, masą dołączonych części itp.).

14.2.1.2 Wymiary elementów konstrukcyjnych zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła, dla których w niniejszej części *Przepisów* nie podano metody obliczeń wytrzymałościowych, należy określić na podstawie danych doświadczalnych i uznanych obliczeń teoretycznych, przy czym podlegają one odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

14.2.2 Ciśnienie obliczeniowe

14.2.2.1 W przypadku, gdy wielkość ciśnienia hydrostatycznego przekracza 0,05 MPa, należy o jego wartość zwiększyć wielkość ciśnienia obliczeniowego.

14.2.2.2 Dla ścian płaskich poddanych ciśnieniu z obu stron jako ciśnienie obliczeniowe należy przyjmować najwyższe z działających ciśnień. Ścianki o kształcie powierzchni zakrzywionych, podlegające ciśnieniu z obu stron, należy obliczać na najwyższe ciśnienie wewnętrzne i na najwyższe ciśnienie zewnętrzne. Jeżeli z jednej strony ścianki płaskiej lub ścianki o kształcie powierzchni zakrzywionej panuje ciśnienie niższe od atmosferycznego, to jako ciśnienie obliczeniowe należy przyjmować najwyższe ciśnienie działające z drugiej strony ścianki, powiększone o 0,1 MPa.

14.2.3 Temperatura obliczeniowa

14.2.3.1 Dla określenia dopuszczalnych naprężeń w zależności od temperatury czynnika należy przyjmować obliczeniową temperaturę ściany nie niższą niż podaną w tabeli 14.2.3.1.

Tabela 14.2.3.1

Lp.	Elementy wymienników ciepła i zbiorników ciśnieniowych oraz warunki ich pracy	Temperatura obliczeniowa ściany
1	Elementy ogrzewane	T_v
2	Elementy nieogrzewane ¹⁾	T_m

Uwagi do tabeli 14.2.3.1:

¹⁾ – patrz 14.2.3.2;

T_m – najwyższa temperatura czynnika ogrzewanego, [°C];

T_v – najwyższa temperatura czynnika grzewczego, [°C].

14.2.3.2 Ścianę należy uważać za nieogrzewaną, jeżeli jest ona osłonięta ogniotrwałą izolacją, która nie jest narażona na działanie promieniowania cieplnego.

14.2.3.3 Jako temperaturę obliczeniową ścian zbiorników i wymienników ciepła, pracujących pod ciśnieniem czynnika chłodniczego, należy przyjmować 20 °C, jeżeli nie ma możliwości powstawania wyższych temperatur.

14.2.4 Własności wytrzymałościowe i naprężenia dopuszczalne

14.2.4.1 Dla stali, dla których stosunek $(R_e/R_m) \leq 0,6$, jako własności wytrzymałościowe należy przyjmować wartości wyraźnej lub umownej granicy plastyczności R_e^t lub $R_{0,2}^t$ oraz średnią wytrzymałość na pełzanie $R_{z/100\ 000/t}$ po czasie 10^5 h, przy temperaturze obliczeniowej t .

Dla stali, dla których stosunek $(R_e/R_m) > 0,6$, należy dodatkowo uwzględnić wytrzymałość na rozciąganie R_m^t przy temperaturze obliczeniowej t .

Do obliczeń należy przyjmować minimalne wartości R_e^t , $R_{0,2}^t$ i R_m^t oraz średnie wartości $R_{z/100\ 000/t}$ i $R_{1/100\ 000/t}$.

14.2.4.2 Dla materiałów bez wyraźnie określonej granicy plastyczności należy przyjmować do obliczeń wartość wytrzymałości na rozciąganie w temperaturze obliczeniowej.

14.2.4.3 Dla żeliwa oraz stopów metali nieżelaznych należy przyjmować najmniejszą wartość wytrzymałości na rozciąganie w normalnej temperaturze.

14.2.4.4 Przy stosowaniu metali nieżelaznych i ich stopów należy uwzględnić fakt, że ich ogrzewanie podczas obróbki i spawania zmniejsza wytrzymałość uzyskaną przez nie przy obróbce na zimno. W obliczeniach wytrzymałości wykonanych z nich części i zespołów należy więc bezwzględnie przyjmować własności wytrzymałościowe tych materiałów i ich stopów w stanie wyżarzonym.

14.2.4.5 Dopuszczalne naprężenia σ w obliczeniach wytrzymałościowych należy określać jako najmniejszą z otrzymanych wartości dla materiału rozpatrywanego elementu:

$$\sigma = \frac{R_m^t}{\eta_m}, \sigma = \frac{R_e^t}{\eta_e} \text{ lub } \sigma = \frac{R_{0,2}^t}{\eta_e}$$

$$\sigma = \frac{R_{z/100000/t}}{\eta_z}, \sigma = \frac{R_{1/100000/t}}{\eta_p}$$

gdzie:

η_m – współczynnik bezpieczeństwa dla wytrzymałości na rozciąganie R_m^t

η_z – współczynnik bezpieczeństwa dla wytrzymałości na pełzanie $R_{z/100\ 000/t}$

η_e – współczynnik bezpieczeństwa dla granicy plastyczności R_e^t i $R_{0,2}^t$

η_p – współczynnik bezpieczeństwa dla granicy pełzania $R_{1/100\ 000/t}$

Wartości współczynników – patrz 14.2.5.

14.2.5 Współczynniki bezpieczeństwa

14.2.5.1 Dla części wykonanych z odkuwek stalowych lub stali walcowanych, poddanych ciśnieniu od wewnątrz, współczynniki bezpieczeństwa nie powinny być mniejsze niż:

$$\eta_e = \eta_z = 1,6; \eta_m = 2,7 \text{ i } \eta_p = 1,0.$$

Dla części poddanych ciśnieniu z zewnątrz współczynniki bezpieczeństwa η_e , η_z i η_m należy zwiększyć o 20%.

14.2.5.2 Dla części wymienników ciepła i zbiorników ciśnieniowych klasy II i III wykonanych ze stali, dla których stosunek $(R_e/R_m) \leq 0,6$, współczynniki bezpieczeństwa mogą być zmniejszone, lecz nie mogą być mniejsze niż:

$$\eta_e = \eta_z = 1,5; \eta_m = 2,6$$

14.2.5.3 Dla części wymienników ciepła i zbiorników ciśnieniowych wykonanych ze staliwa i poddanych ciśnieniu od wewnątrz współczynniki bezpieczeństwa nie powinny być mniejsze niż:

$$\eta_e = \eta_z = 2,2; \eta_m = 3,0 \text{ i } \eta_p = 1,0$$

Dla części poddanych ciśnieniu z zewnątrz współczynniki bezpieczeństwa należy zwiększyć o 20% (z wyjątkiem η_z , którego wartość nie ulega zmianie).

14.2.5.4 Współczynnik bezpieczeństwa η_m dla części wykonanych z żeliwa należy przyjmować – dla ciśnienia zewnętrznego i wewnętrznego – nie mniejszy niż 4,8.

Współczynnik bezpieczeństwa η_m dla części wykonanych z metali nieżelaznych należy przyjmować nie mniejszy niż 4,6 dla ciśnienia wewnętrznego i 5,5 dla ciśnienia zewnętrznego. Dla powłok stożkowych, w ostatnim przypadku, należy przyjmować η_m nie mniejszy niż 6,0.

14.2.6 Współczynniki wytrzymałości

14.2.6.1 Współczynniki wytrzymałości złączy spawanych φ należy określać z tabeli 14.2.6.1-1 w zależności od konstrukcji złącza i sposobu spawania. Dla poszczególnych klas zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła (patrz tabela 14.1) należy stosować złącza spawane o współczynniku φ nie mniejszym niż podany w tabeli 14.2.6.1-2.

Tabela 14.2.6.1-1

Sposób spawania	Typ złącza	Rodzaj spoiny	φ
Automatyczne	doczołowe	dwustronna	1,0
		jednostronna na podkładce	0,9
		jednostronna bez podkładki	0,8
	zakładkowe	dwustronna	0,8
		jednostronna	0,7
Półautomatyczne i ręczne	doczołowe	dwustronna	0,9
		jednostronna na podkładce	0,8
		jednostronna bez podkładki	0,7
	zakładkowe	dwustronna	0,7
		jednostronna	0,6

Uwagi do tabeli 14.2.6.1-1:

1. W każdym przypadku wymagany jest pełny przetop.
2. Dla połączeń wykonanych metodą elektrodużłową należy przyjmować $\varphi = 1$.

Tabela 14.2.6.1-2

Rodzaj urządzenia	Współczynnik φ		
	Klasa I	Klasa II	Klasa III
Zbiorniki ciśnieniowe i wymienniki ciepła	0,9	0,7	0,6

14.2.6.2 Współczynnik wytrzymałości ścian cylindrycznych osłabionych otworami o jednakowych średnicach należy przyjmować jako równy najmniejszemu z niżej podanych:

1. współczynnikowi wytrzymałości ścian cylindrycznych osłabionych jednym wzdłużnym rzędem lub kilkoma rzędami otworów o jednakowej podziałce (rys. 14.2.6.2-1), obliczonemu wg wzoru:

$$\varphi = \frac{a-d}{a} \quad (14.2.6.2.1)$$

2. sprowadzonemu na kierunku wzdłużny współczynnikowi wytrzymałości ścian cylindrycznych osłabionych jednym poprzecznym rzędem lub kilkoma rzędami otworów o jednakowej podziałce (rys. 14.2.6.2-1), obliczonemu wg wzoru:

$$\varphi = 2 \frac{a_1-d}{a_1} \quad (14.2.6.2.2)$$

3. sprowadzonemu na kierunku wzdłużny współczynnikowi wytrzymałości ścian cylindrycznych osłabionych kilkoma rzędami otworów rozmieszczonych w zakosy, o jednakowej podziałce (rys. 14.2.6.2-2 i rys. 14.2.6.2-3), obliczonemu wg wzoru:

$$\varphi = k \frac{a_2-d}{a_2} \quad (14.2.6.2.3-1)$$

gdzie:

- φ – współczynnik wytrzymałości ścian osłabionych otworami;
 d – średnica otworów na rury rozwalcowane lub średnica wewnętrzna przyspawanych rur i wytłaczanych króćców, [mm];
 a – odległość osi dwóch sąsiednich otworów rozmieszczonych wzdłuż ściany, [mm];
 a_1 – odległość osi dwóch sąsiednich otworów rozmieszczonych w kierunku poprzecznym (lub na okręgu), przyjmowana jako długość łuku w środku grubości blachy, [mm];
 a_2 – odległość osi dwóch sąsiednich otworów rozmieszczonych w zakosy, [mm], określona wg wzoru:

$$a_2 = \sqrt{l^2 + l_1^2} \text{ [mm]} \quad (14.2.6.2.3-2)$$

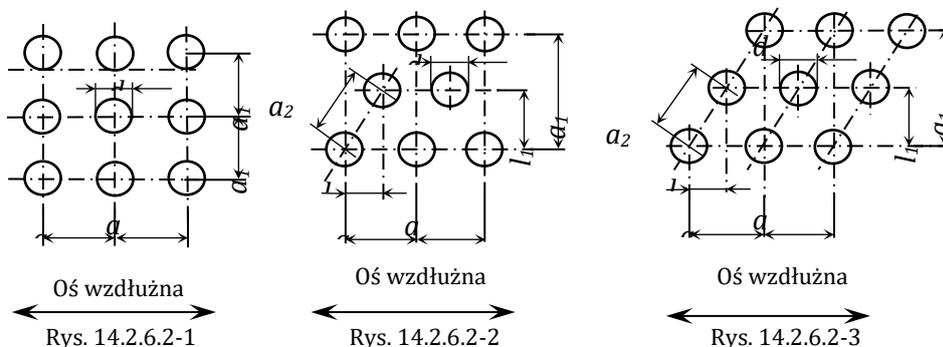
- l – odległość osi dwóch sąsiednich otworów mierzona w kierunku wzdłużnym (rys. 14.2.6.2.-2 i 14.2.6.2.-3), [mm];
 l_1 – odległość osi dwóch sąsiednich otworów mierzona w kierunku poprzecznym lub na obwodzie (rys. 14.2.6.2.-2 i 14.2.6.2.-3), [mm];
 k – współczynnik zależny od wielkości $\frac{l_1}{l}$, podany w tabeli 14.2.6.2.3.

Tabela 14.2.6.2.3

$\frac{l_1}{l}$	5,0	4,5	4,0	3,5	3,0	2,5	2,0	1,5	1,0	0,5
k	1,76	1,73	1,70	1,65	1,60	1,51	1,41	1,27	1,13	1,00

Uwaga:

Pośrednie wielkości k należy określić drogą interpolacji liniowej.



14.2.6.3 Jeżeli w jedno- lub kilkurzędowych układach otworów o jednakowej podziałce otwory różnią się średnicami, to we wzorach na obliczenie współczynnika wytrzymałości (14.2.6.2.1, 14.2.6.2.2, 14.2.6.2.3-1, 14.2.6.2.3-2) należy przyjmować wartość d jako średnią arytmetyczną średnic dwóch największych sąsiednich otworów. Jeżeli przy jednakowych średnicach otworów podziałka jest nierównomierna, to we wzorach na obliczenie współczynnika wytrzymałości należy przyjmować odpowiednio najmniejsze wielkości a , a_1 , a_2 .

14.2.6.4 Jeżeli w szwach spawanych wykonane są otwory, to należy przyjmować współczynnik wytrzymałości jako równy iloczynowi współczynników wytrzymałości szwu spawanego i ściany osłabionej otworami.

14.2.6.5 Dla ścian elementów cylindrycznych nie osłabionych szwem spawanym i jednym lub kilkoma rzędami otworów należy przyjmować współczynnik wytrzymałości równy 1. Współczynnik wytrzymałości φ nie może być w żadnym wypadku przyjmowany jako większy od 1.

14.2.6.6 Współczynniki wytrzymałości ścian osłabionych otworami dla rozwalcowanych rur, określone wzorami 14.2.6.2.1, 14.2.6.2.2, 14.2.6.2.3, nie mogą być mniejsze niż 0,3. Obliczenia, w których wartość tego współczynnika jest mniejsza, podlegają odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

14.2.6.7 Jeżeli ściany elementów cylindrycznych mają być wykonane z arkuszy blach o różnej grubości, połączonych wzdłużnym szwem spawanym, to należy wykonać obliczenia grubości dla każdej z blach, z uwzględnieniem istniejących w nich osłabień.

14.2.6.8 Wartości współczynnika wytrzymałości rur ze wzdłużnym szwem spawanym podlegają odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

14.2.6.9 Sposoby określania współczynnika wytrzymałości ścian osłabionych wycięciami, które wymagają częściowego lub pełnego wzmocnienia, podano w 14.2.17.7.

14.2.6.10 Współczynniki wytrzymałości płaskich ścian sitowych należy obliczać wg wzoru 14.2.6.2.1, odpowiednio dla podziałek rur w prostokątnych do siebie rzędach. Do obliczenia grubości ściany sitowej należy przyjmować mniejszą z otrzymanych wartości współczynnika.

14.2.7 Zwiększenie grubości obliczeniowych

14.2.7.1 We wszystkich przypadkach, w których nie określono odrębnie naddatku c do grubości obliczeniowej, nadatek ten powinien wynosić co najmniej 1 mm. Dla ścian stalowych o grubości większej niż 30 mm, dla ścian z metali nieżelaznych lub z wysokostopowych materiałów odpornych na działanie korozji, a także dla materiałów zabezpieczonych przed korozją, np. platerowanych lub pokrytych masą plastyczną – nadatek c do grubości obliczeniowej, po uzgodnieniu z PRS, może nie być stosowany.

14.2.7.2 Dla zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła niedostępnych dla przeglądu wewnętrznego oraz tych, których ściany poddane są silnemu działaniu korozyjnemu lub zużyciu – PRS może zażądać zwiększenia wielkości naddatku c do grubości obliczeniowej.

14.2.8 Elementy cylindryczne, kuliste i rury poddane ciśnieniu od wewnątrz

14.2.8.1 Niniejsze wymagania mogą być stosowane, jeżeli spełnione są następujące warunki:

$$\frac{D_a}{D} \leq 1,6 \text{ – dla elementów cylindrycznych,}$$

$$\frac{D_a}{D} \leq 1,7 \text{ – dla rur,}$$

$$\frac{D_a}{D} \leq 1,2 \text{ – dla elementów kulistych.}$$

Elementy cylindryczne o średnicy $D_a \leq 200$ mm należy uważać za rury.

D_a, D – patrz 14.2.8.2.

14.2.8.2 Grubość ścian elementów cylindrycznych i rur nie powinna być mniejsza niż określana wg wzorów:

$$s = \frac{D_a p}{2\sigma\varphi + p} + c \text{ [mm]} \quad (14.2.8.2-1)$$

lub

$$s = \frac{Dp}{2\sigma\varphi - p} + c \quad [\text{mm}] \quad (14.2.8.2-2)$$

 s – grubość ściany, [mm]; p – ciśnienie obliczeniowe, [MPa]; D_a – średnica zewnętrzna, [mm]; D – średnica wewnętrzna, [mm]; φ – współczynnik wytrzymałości (patrz 14.2.6); σ – naprężenie dopuszczalne (patrz 14.2.4.5), [MPa]; c – naddatek do grubości obliczeniowej (patrz 14.2.7), [mm].

14.2.8.3 Grubość ścian elementów kulistych nie powinna być mniejsza niż określana wg wzorów:

$$s = \frac{D_a p}{4\sigma\varphi + p} + c \quad [\text{mm}] \quad (14.2.8.3-1)$$

lub

$$s = \frac{Dp}{4\sigma\varphi - p} + c \quad [\text{mm}] \quad (14.2.8.3-2)$$

Określenia symboli we wzorach patrz 14.2.8.2.

14.2.8.4 Grubości ścian elementów cylindrycznych i kulistych oraz rur, niezależnie od wielkości otrzymanych wg wzorów 14.2.8.2-1, 14.2.8.2-2, 14.2.8.3-1 i 14.2.8.3-2, nie powinny być mniejsze niż:

- .1 5 mm – dla elementów ciągnionych i spawanych;
- .2 12 mm – dla ścian sitowych z rurami rozwalcowanymi w rzędach promieniowych;
- .3 6 mm – dla ścian sitowych z rurami przyspawanymi lub przylutowanymi;
- .4 wielkości podane w tabeli 14.2.8.4 – dla rur.

Tabela 14.2.8.4

Zewnętrzna średnica rury, [mm]	≤ 20	>20 ≤30	>30 ≤38	>38 ≤51	>51 ≤70	>70 ≤95	>95 ≤102	>102 ≤121	>121 ≤152	>152 ≤191	>191
Najmniejsza grubość ścianki, [mm]	1,75	2,0	2,2	2,4	2,6	3,0	3,25	3,5	4,0	5,0	5,4

Uwaga:

Zmniejszenie grubości ścianek wskutek ich wyginania lub rozwalcowania należy kompensować naddatkami.

14.2.8.5 Minimalne grubości ścianek rur ze stopów metali nieżelaznych i ze stali nierdzewnych można za zgodą PRS przyjmować jako mniejsze niż określone w 14.2.8.4, lecz nie mniejsze niż określone wg wzorów podanych w 14.2.8.2 i 14.2.8.3.

14.2.9 Elementy poddane ciśnieniu od zewnątrz

14.2.9.1 Niniejsze wymagania mają zastosowanie do ścian elementów cylindrycznych, dla których:

$$\frac{D_a}{D} \leq 1,2$$

Grubość rur o średnicy $D_a \leq 200$ mm należy obliczać zgodnie z 14.2.8.2.

14.2.9.2 Grubość gładkich ścian elementów cylindrycznych z usztywnieniami lub bez nich, nie powinna być mniejsza niż określona wg wzoru:

$$s = \frac{50(B + \sqrt{B^2 + 0,04AC})}{A} + c \quad [\text{mm}] \quad (14.2.9.2-1)$$

gdzie:

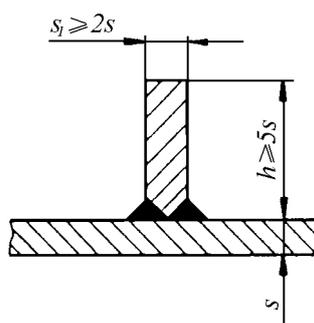
$$A = 200 \frac{\sigma}{D_m} \left(1 + \frac{D_m}{10l}\right) \left(1 + \frac{5D_m}{l}\right) \quad (14.2.9.2-2)$$

$$B = p \left(1 + \frac{5D_m}{l}\right) \quad (14.2.9.2-3)$$

$$C = 0,045 \cdot p \cdot D_m \quad (14.2.9.2-4)$$

- s – grubość ściany, [mm];
 p – ciśnienie obliczeniowe (patrz 14.2.2), [MPa];
 D_m – średnia średnica, [mm];
 σ – naprężenie dopuszczalne (patrz 14.2.4.5), [MPa];
 c – naddatek do grubości obliczeniowej (patrz 14.2.7), [mm];
 l – obliczeniowa długość części cylindrycznej między usztywnieniami, [mm].

Za usztywnienia mogą być uważane denka czołowe, a także pierścienie usztywniające (rys. 14.2.9.2) lub podobne konstrukcje.



Rys. 14.2.9.2

14.2.9.3 Rejon otworów i wycięć w ścianach elementów cylindrycznych i kulistych należy wzmocnić zgodnie z wymaganiami podrozdziału 14.2.17.

14.2.10 Elementy stożkowe

14.2.10.1 Grubość ścian elementów stożkowych poddanych ciśnieniu od wewnątrz nie powinna być mniejsza:

- .1 dla $\alpha \leq 70^\circ$ – od większej wartości określonej wg wzorów:

$$s = \frac{D_a p y}{4\sigma} + c \quad [\text{mm}] \quad (14.2.10.1.1-1)$$

oraz

$$s = \frac{D_c p y}{(4\sigma - p) \cos \alpha} + c \quad [\text{mm}] \quad (14.2.10.1.1-2)$$

- .2 dla $\alpha > 70^\circ$ – od wartości określonej wg wzoru:

$$s = 0,3[D_a - (r + s)] \sqrt{\frac{p}{\sigma}} \cdot \frac{\alpha}{90^\circ} + c \quad [\text{mm}] \quad (14.2.10.1.2)$$

- s – grubość ściany, [mm];
 D_c – średnica obliczeniowa (rys. 14.2.10.1.2-1 do 14.2.10.1.2-4), [mm];

- D_a – średnica zewnętrzna (rys. 14.2.10.1.2-1 do 14.2.10.1.2-4), [mm];
- p – ciśnienie obliczeniowe (patrz 14.2.2), [MPa];
- y – współczynnik kształtu (patrz tabela 14.2.10.1);
- $\alpha, \alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ – kąty (rys. 14.2.10.1.2-1 ÷ 14.2.10.1.2-4), [°];
- σ – naprężenie dopuszczalne (patrz 14.2.4.5), [MPa];
- φ – współczynnik wytrzymałości (patrz 14.2.6); przy stosowaniu wzorów 14.2.10.1.1-1 i 14.2.10.1.2 należy przyjmować wielkość tego współczynnika dla szwu obwodowego, a przy stosowaniu wzoru 14.2.10.1.1-2 dla szwu wzdłużnego; dla segmentów pierścieniowych bez szwu oraz w przypadkach, gdy szew obwodowy jest oddalony od krawędzi o więcej niż:

$$0,5 \sqrt{\frac{D_a s}{\cos \alpha}} \text{ należy przyjmować } \varphi = 1;$$

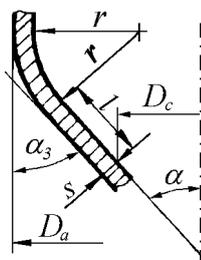
- r – promień zaokrąglenia krawędzi (rys. 14.2.10.1.2-1, 14.2.10.1.2-2 i 14.2.10.1.2-4), [mm];
- c – naddatek do grubości obliczeniowej (patrz 14.2.7), [mm].

Tabela 14.2.10.1

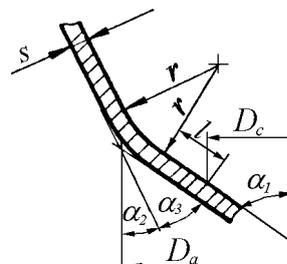
α , stopnie	Wartość współczynnika kształtu y przy wartości r/D_a											
	0,01	0,02	0,03	0,04	0,06	0,08	0,10	0,15	0,20	0,30	0,40	0,50
10	1,4	1,3	1,2	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1
20	2,0	1,8	1,7	1,6	1,4	1,3	1,2	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1
30	2,7	2,4	2,2	2,0	1,8	1,7	1,6	1,4	1,3	1,1	1,1	1,1
45	4,1	3,7	3,3	3,0	2,6	2,4	2,2	1,9	1,8	1,4	1,1	1,1
60	6,4	5,7	5,1	4,7	4,0	3,5	3,2	2,8	2,5	2,0	1,4	1,1
75	13,6	11,7	10,7	9,5	7,7	7,0	6,3	5,4	4,8	3,1	2,0	1,1

Uwaga:

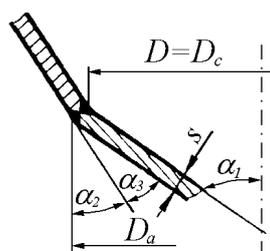
Dla złączy spawanych, w których spoina tworzy krawędź dwóch elementów (patrz rys. 14.2.10.1.2-3), współczynnik kształtu y należy określać przyjmując $r/D_a = 0,01$.



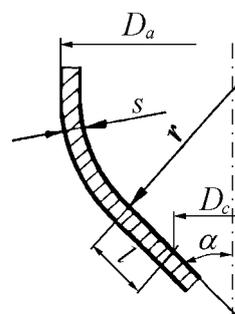
Rys. 14.2.10.1.2-1



Rys. 14.2.10.1.2-2



Rys. 14.2.10.1.2-3



Rys. 14.2.10.1.2-4

l – odległość wzdłuż tworzącej od krawędzi dużej średnicy części stożkowej, przyjmowana jako dziesięciokrotność grubości ściany, lecz nie większa niż połowa długości tworzącej element stożkowy (rys. 14.2.10.1.2-1, 14.2.10.1.2-2 i 14.2.10.1.2-4), [mm];

14.2.10.2 Grubość ścian elementów stożkowych poddanych ciśnieniu zewnętrznemu należy określać według 14.2.10.1 pod warunkiem spełnienia następujących wymagań:

- .1 współczynnik wytrzymałości złącza spawanego φ należy przyjmować jako równy 1;
- .2 naddatek c należy przyjmować jako równy 2 mm;
- .3 średnicę obliczeniową D_c należy obliczać wg wzoru:

$$D_c = \frac{d_1 + d_2}{2 \cos \alpha} \quad [\text{mm}] \quad (14.2.10.2.3)$$

d_1, d_2 – odpowiednio największa i najmniejsza wewnętrzna średnica stożka, [mm];

- .4 w przypadku, gdy $\alpha < 45$, należy wykazać, że ściany nie ulegają odkształceniom trwałym; ciśnienie p_1 , przy którym powstaje odkształcenie trwałe, należy obliczać wg wzoru:

$$p_1 = 26E10^{-6} \frac{D_c}{l_1} \left[\frac{100(s-c)}{D_c} \right]^2 \sqrt{\frac{100(s-c)}{D_c}} \quad [\text{MPa}] \quad (14.2.10.2.4)$$

E – moduł sprężystości, [MPa];

l_1 – największa długość stożka lub odstęp między jego utwierdzeniami, [mm].

Warunkiem niewystępowania odkształceń trwałych ścian stożka jest spełnienie zależności $p_1 > p$ (p – ciśnienie obliczeniowe, [MPa]).

14.2.10.3 Złącza spawane, takie jak na rys. 14.2.10.1.2-3, mogą być stosowane tylko przy wielkości kąta $\alpha_3 \leq 30^\circ$ i grubości ściany $s \leq 20$ mm. Połączenie powinno być wykonane przy zastosowaniu spawania obustronnego. W przypadku stożkowych segmentów pierścieniowych, dla których kąt $\alpha \geq 70^\circ$, złącza spawane mogą być wykonywane bez ukosowania krawędzi, pod warunkiem spełnienia wymagań punktu 14.2.10.2.

14.2.10.4 Rejon otworów i wycięć w ścianach stożkowych należy wzmocnić zgodnie z wymaganiami podrozdziału 14.2.17.

14.2.11 Płaskie dna i pokrywy

14.2.11.1 Grubość niewzmocnionych ściągami płaskich den i pokryw przyspawanych lub mocowanych śrubami (rys. 14.2.11.1-1 do 14.2.11.1-8 oraz rys. 1.2 z Załącznika) nie powinna być mniejsza od określonej wg wzoru:

$$s = KD_c \sqrt{\frac{p}{\sigma} + c} \quad [\text{mm}] \quad (14.2.11.1-1)$$

s – grubość ściany, [mm];

K – współczynnik obliczeniowy dla konstrukcji przedstawionych na rysunkach 14.2.11.1-1 do 14.2.11.1-8 i lp. 1.1 do 1.6 z Załącznika;

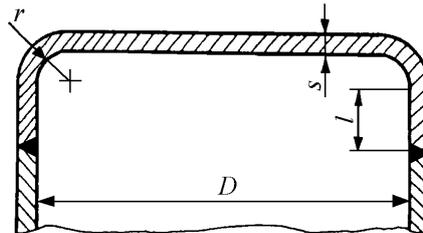
D_c – średnica obliczeniowa (rys. 14.2.11.1-2 do 14.2.11.1-7 oraz rys. lp. 1.2 z Załącznika), [mm]; dla den przedstawionych na rys. 14.2.11.1-1 i na rys. lp. 1.1 z Załącznika średnicę obliczeniową należy określać wg wzoru:

$$D_c = D - r \quad [\text{mm}] \quad (14.2.11.1-2)$$

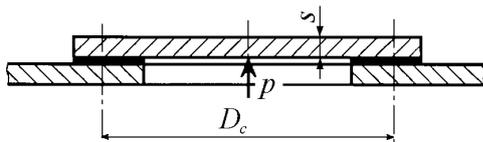
dla pokryw prostokątnych lub owalnych średnicę obliczeniową należy określać wg wzoru:

$$D_c = m \sqrt{\frac{2}{1 + (\frac{m}{n})^2}} \quad [\text{mm}] \quad (14.2.11.1-3)$$

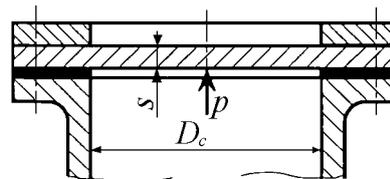
- D_b – średnica okręgu, na którym rozmieszczone są śruby (rys. 14.2.11.1-6), [mm];
- D – średnica wewnętrzna, [mm];
- n i m – odpowiednio największa i najmniejsza długość osi lub boków otworu, mierzona od osi podziałowej uszczelnienia, [mm] (rys. 14.2.11.1-8);
- r – wewnętrzny promień zaoblęcia obrzeża dna przy dnach wytłaczanych, [mm];
- p – ciśnienie obliczeniowe (patrz 14.2.2), [MPa];
- σ – naprężenie dopuszczalne (patrz 14.2.4.5), [MPa];
- c – naddatek do grubości obliczeniowej (patrz 14.2.7), [mm];
- l – długość części cylindrycznej dna (rys. 14.2.11.1-1 oraz lp. 1.1 z Załącznika), [mm].



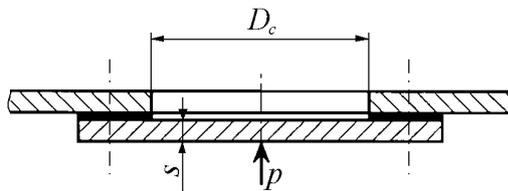
$K = 0,30$
Rys. 14.2.11.1-1



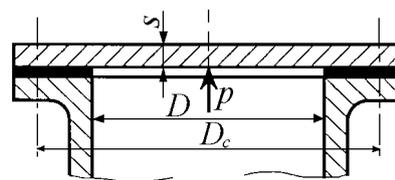
$K = 0,41$
Rys. 14.2.11.1-2



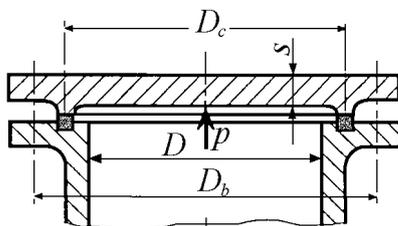
$K = 0,41$
Rys. 14.2.11.1-4



$K = 0,45$
Rys. 14.2.11.1-3

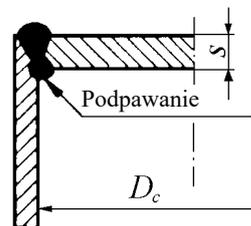


$K = 0,35$
Rys. 14.2.11.1-5

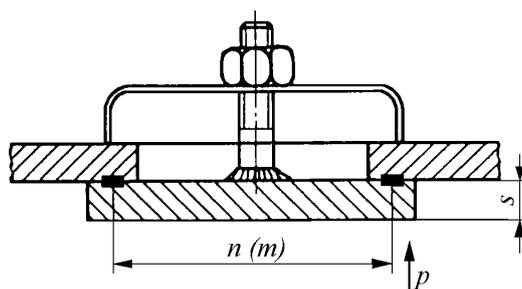


D_b/D	K
1,25	0,6
1,50	0,7
1,75	0,8

Rys. 14.2.11.1-6



$K = 0,50$
Rys. 14.2.11.1-7



$$K = 0,53$$

Rys. 14.2.11.1-8

14.2.11.2 Grubość den przedstawionych w Załączniku na rys. lp. 1.2 nie powinna być mniejsza od określonej wg wzoru 14.2.11.1-1. Ponadto powinny być spełnione następujące warunki:

.1 dla den okrągłych

$$0,77s_1 \geq s_2 \geq \frac{1,3p}{\sigma} \left(\frac{D_c}{2} - r \right) \quad (14.2.11.2.1)$$

.2 dla den prostokątnych

$$0,55s_1 \geq s_2 \geq \frac{1,3p}{\sigma} \cdot \frac{nm}{(n+m)} \quad (14.2.11.2.2)$$

s – grubość dna, [mm];

s_1 – grubość płaszcza, [mm];

s_2 – grubość dna w obrębie rowka odciążającego, [mm].

Określenie pozostałych symboli – patrz 14.2.11.1.

Grubość s_2 w każdym przypadku nie powinna być mniejsza niż 5 mm.

Powyższe warunki odnoszą się do den o średnicy lub długości boków nie większej niż 200 mm. Wymiary rowków odciążających dla den o średnicy lub długości boków większej od 200 mm będą odrębnie rozpatrywane przez PRS.

14.2.12 Płaskie ściany i dna z zaoblonymi obrzeżami

14.2.12.1 Przy obliczaniu grubości ścian płaskich i den zaoblenie obrzeża może być uwzględnione tylko wówczas, gdy wewnętrzny promień zaoblęcia nie jest mniejszy niż podany w tabeli 14.2.12.1.

Tabela 14.2.12.1

Zewnętrzna średnica dna, [mm]	Wewnętrzny promień zaoblęcia, [mm]
do 350	25
ponad 350 do 500	30
ponad 500 do 950	35

Wewnętrzny promień zaoblęcia obrzeża nie powinien być mniejszy niż 1,3 grubości ściany.

14.2.12.2 Długość części cylindrycznej obrzeża płaskiego dna zaoblonego, l , powinna być nie mniejsza niż długość wynikająca ze wzoru:

$$l = 0,5\sqrt{Ds} \quad (14.2.12.2)$$

l, D, s – patrz rys. 14.2.11.1-1, [mm].

14.2.13 Wzmocnienie otworów w płaskich ścianach

14.2.13.1 W płaskich ścianach, dnach i pokrywach otwory o średnicy większej od czterech grubości ściany powinny być wzmocnione przyspawanymi elementami rurowymi lub nakładkami, względnie przez zwiększenie obliczeniowej grubości ściany. Brzegi otworów powinny być odległe od obrysu średnicy obliczeniowej o co najmniej 0,125 tej średnicy.

14.2.13.2 Jeżeli rzeczywista grubość ściany jest większa od obliczonej wg wzoru 14.2.11.1-1, to największą średnicę otworu nie wymagającego wzmocnienia należy określić wg wzoru:

$$d = 8s_r(1,5\frac{s_r^2}{s^2} - 1) \quad [\text{mm}] \quad (14.2.13.2)$$

d – średnica otworu nie wymagającego wzmocnienia, [mm];

s_r – rzeczywista grubość ściany, [mm];

s – obliczeniowa grubość ściany określona wg wzoru 14.2.11.1-1, [mm].

14.2.13.3 Dla otworów o średnicach większych od określonych w 14.2.13.1 i 14.2.13.2 należy przewidzieć wzmocnienie krawędzi otworu.

Określone wymiary wzmacniająca króćca powinny spełniać następującą zależność:

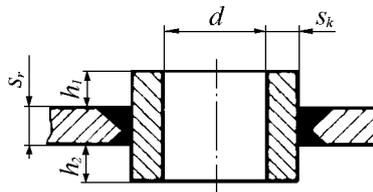
$$s_k \left(\frac{h^2}{s_r^2} - 0,65 \right) \geq 0,65d - 1,4s_r \quad (14.2.13.3)$$

s_k – grubość ściany króćca, [mm], (rys. 14.2.13.3);

d – średnica wewnętrzna króćca, [mm];

s_r – patrz 14.2.13.2, [mm];

$h = h_1 + h_2$ [mm], (rys. 14.2.13.3).



Rys. 14.2.13.3

14.2.14 Ściany sitowe

14.2.14.1 Grubość s_1 płaskich ścian sitowych wymienników ciepła nie powinna być mniejsza od określonej wg wzoru:

$$s_1 = 0,9KD_W \sqrt{\frac{P}{\sigma\varphi}} + c \quad [\text{mm}] \quad (14.2.14.1)$$

K – współczynnik zależny od stosunku grubości ściany korpusu s do grubości ściany sitowej s_1 ; dla ścian sitowych przyspawanych do korpusu K należy wyznaczyć z wykresu 14.2.14.1 przy wstępnym założeniu grubości s_1 , a jeżeli różnica między założoną i obliczoną wg wzoru 14.2.14.1 wartością s_1 przekracza 5%, obliczenia należy skorygować;

dla ściany sitowej umocowanej między kołnierzami korpusu i pokrywy śrubami jedno- lub dwustronnymi $K = 0,5$;

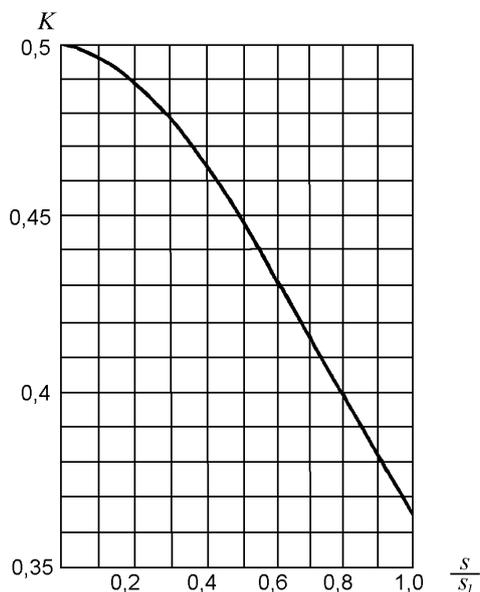
D_W – wewnętrzna średnica korpusu, [mm];

P – ciśnienie obliczeniowe (patrz 14.2.2), [MPa];

σ – naprężenie dopuszczalne (patrz 14.2.4.5), [MPa];

dla wymienników ciepła o sztywnej konstrukcji, w których materiały korpusu i rur mają różne współczynniki wydłużenia cieplnego, wartość σ należy zmniejszyć o 10%;

- φ – współczynnik wytrzymałości ściany sitowej osłabionej otworami na rury (patrz 14.2.14.2);
- c – naddatek do grubości obliczeniowej, [mm] (patrz 14.2.7).



Rys. 14.2.14.1

14.2.14.2 Współczynnik wytrzymałości ściany sitowej przy $0,75 > \frac{d}{a} > 0,4$ i $\frac{D_w}{s_1} \geq 40$ należy obliczać wg wzorów:

przy rozmieszczeniu otworów według trójkąta równobocznego:

$$\varphi = 0,935 - 0,65 \frac{d}{a} \quad (14.2.14.2-1)$$

przy rzędownym lub przestawnym rozmieszczeniu otworów:

$$\varphi = 0,975 - 0,68 \frac{d}{a_2} \quad (14.2.14.2-2)$$

d – średnica otworów w ścianie sitowej, [mm];

a – rozstaw osi otworów rozmieszczonych trójkątnie, [mm];

a_2 – mniejszy z rozstawów osi otworów rozmieszczonych rzędowno lub przestawnie (a także współśrodkowo na okręgach), [mm].

14.2.14.3 Dla wartości ilorazu $\frac{d}{a} = 0,75 \div 0,80$ grubość ściany sitowej wg wzoru 14.2.14.1 powinna spełniać warunek:

$$f_{\min} \geq 5d$$

f_{\min} – minimalny dopuszczalny przekrój mostka w ścianie sitowej, [mm²].

Dla innych wartości $\frac{d}{a}$ i $\frac{D_w}{s_1}$ oraz dla wymienników ciepła o sztywnej konstrukcji i o różnicy średnich temperatur przekraczającej 50°C grubość ścian sitowych podlega odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

14.2.14.4 Grubość ścian sitowych z rurami rozwalcowanymi, oprócz spełnienia wymagań 14.2.14.1, powinna spełniać warunek:

$$s \geq 10 + 0,125d \quad (14.2.14.4)$$

Rozwalcowane połączenia rur ze ścianami sitowymi powinny odpowiadać również wymaganiom punktów 14.2.18.1, 14.2.18.2 i 14.2.18.3.

14.2.15 Dna wypukłe

14.2.15.1 Grubość den wypukłych pełnych i z otworami, poddanych ciśnieniu od wewnątrz lub z zewnątrz (rys. 14.2.15.1), nie powinna być mniejsza od określonej wg wzoru:

$$s = \frac{D_a p y}{4 \sigma \varphi} + c \quad [\text{mm}] \quad (14.2.15.1)$$

- s – grubość ściany dna, [mm];
 p – ciśnienie obliczeniowe, [MPa];
 D_a – średnica zewnętrzna dna, [mm].

Zaoblenie dna należy przyjmować w obrębie nie mniejszym niż $0,1 D_a$ od zewnętrznej krawędzi cylindrycznej części dna (rys. 14.2.15.1);

- φ – współczynnik wytrzymałości (patrz 14.2.6);
 σ – naprężenie dopuszczalne (patrz 14.2.4.5), [MPa];
 y – współczynnik kształtu zależny od stosunku wysokości dna do jego średnicy zewnętrznej i od wartości osłabienia otworami, przyjmowany według tabeli 14.2.15.1; przy pośrednich wartościach $\frac{h_a}{D}$ i $\frac{d}{\sqrt{D_a s}}$ wartość y można określić przez interpolację liniową.

Dla określenia y z tabeli 14.2.15.1 wartość s należy przyjąć wstępnie z szeregu grubości znormalizowanych. Ostatecznie przyjęta wartość s nie powinna być mniejsza od określonej wg wzoru 14.2.15.1.

Dla den eliptycznych i skrzynkowych R_W jest największym promieniem krzywizny.

Tabela 14.2.15.1

Kształt dna	Stosunek $\frac{h_a}{D_a}$	Współczynnik kształtu							
		y – dla rejonu zaoblenia i dla den bez otworów	y_A – dla wypukłej części dna z otworami niewzmocnionymi, odpowiednio do wielkości $\frac{d}{\sqrt{D_a s}}$						y_c – dla wypukłej części dna z otworami wzmocnionymi
			0,5	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	
Wypukłe dna elipsoidalne lub skrzynkowe o $R_W = D_a$	0,20	2,9	2,9	2,9	3,7	4,6	5,5	6,5	2,4
Wypukłe dna elipsoidalne lub skrzynkowe o $R_W = 0,8 D_a$	0,25	2,0	2,0	2,3	3,2	4,1	5,0	5,9	1,8
Wypukłe dna kuliste $R_W = 0,5 D_a$	0,50	1,1	1,2	1,6	2,2	3,0	3,7	4,35	1,1

- c – naddatek do grubości obliczeniowej, który należy przyjmować jako równy:
 2 mm – przy działaniu ciśnienia od wewnątrz,
 3 mm – przy działaniu ciśnienia z zewnątrz;
 dla den o grubości ściany ponad 30 mm naddatek ten może być zmniejszony o 1 mm;

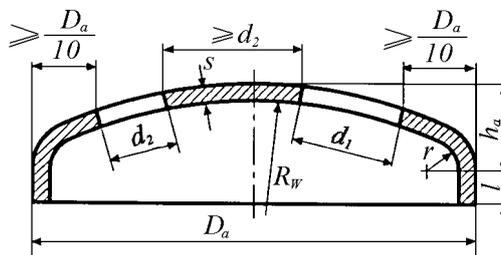
- d – największa średnica niewzmocnionego otworu, [mm].

Wzór 14.2.15.1 stosuje się, jeżeli są spełnione następujące zależności:

$$\frac{h_a}{D_a} \geq 0,18; \frac{s - c}{D_a} \geq 0,0025; R_W \leq D_a; r \geq 0,1 D_a; l \leq 150 \text{ mm},$$

przy czym: $l \geq 25$ mm dla $s \leq 10$ mm,
 $l \geq 15 + s$ [mm] dla $10 < s \leq 20$ mm,
 $l \geq 25 + 0,5 s$ [mm] dla $s > 20$ mm.

Oznaczenie wymiarów elementów dna pokazane jest na rys. 14.2.15.1.



Rys. 14.2.15.1

14.2.15.2 Za dno bez otworów należy uważać również takie dno, w którym otwory o średnicy nie przekraczającej $4s$ i nie większe niż 100 mm są rozmieszczone w odległości co najmniej $0,2D_a$ od zewnętrznej cylindrycznej powierzchni dna. W obrębie zaoblenia mogą znajdować się niewzmocnione otwory o średnicy mniejszej od grubości dna, lecz nie przekraczającej 25 mm.

14.2.15.3 Dla den wypukłych poddanych ciśnieniu z zewnątrz, z wyjątkiem den żeliwnych, należy wykonać obliczenia sprawdzające zachowanie kształtu według wzoru:

$$\frac{36,6E_T}{R_w^2} \cdot \frac{(s-c)^2}{100p} > 3,3 \quad (14.2.15.3)$$

E_T – moduł sprężystości przy temperaturze obliczeniowej, [MPa],
dla stali – patrz tabela 14.2.15.3, dla metali nieżelaznych według uzgodnienia z PRS;
 R_w – największy wewnętrzny promień krzywizny, [mm].

Pozostałe oznaczenia jak w 14.2.15.1.

Tabela 14.2.15.3

Temperatura obliczeniowa T , [°C]	20	250	300	400	500
Moduł sprężystości dla stali E_T , [MPa]	206 000	186 000	181 000	172 000	162 000

14.2.15.4 Minimalna grubość ścianek stalowych den wypukłych nie powinna być mniejsza niż 5 mm. Dla den wykonanych ze stopów metali nieżelaznych i ze stali nierdzewnych grubość ta może być zmniejszona po uzgodnieniu z PRS.

14.2.15.5 Możliwość zastosowania den wypukłych spawanych z części podlega odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

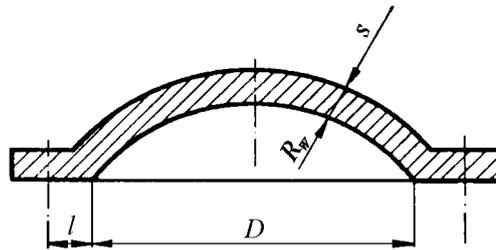
14.2.16 Dna talerzowe

Grubość ściany dna talerzowego bez otworów (rys. 14.2.16), poddanego ciśnieniu od wewnątrz, nie powinna być mniejsza od określonej wg wzoru:

$$s = \frac{3Dp}{\sigma} + c \quad \text{[mm]} \quad (14.2.16)$$

s – grubość ściany, [mm];
 p – ciśnienie obliczeniowe (patrz 14.2.2), [MPa];
 D – średnica wewnętrzna dna talerzowego, przyjmowana jako równa średnicy wewnętrznej płaszczki, [mm];

- σ – naprężenie dopuszczalne (patrz 14.2.4.5), [MPa];
 c – nadatek do grubości obliczeniowej (patrz 14.2.7), [mm].



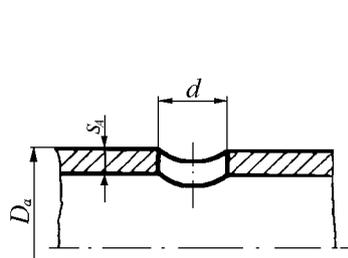
Rys. 14.2.16

Można stosować dna talerzowe o średnicy wewnętrznej D do 500 mm i dla ciśnień obliczeniowych nie większych niż 1,5 MPa. Promień krzywizny dna R_w powinien być nie większy niż $1,2D$, a odległość l nie większa niż $2s$.

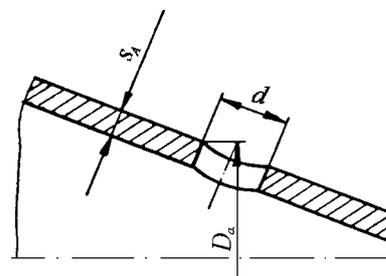
14.2.17 Otwory w ścianach cylindrycznych, kulistych i stożkowych oraz w dnach wypukłych

14.2.17.1 Rejony otworów powinny być wzmocnione. Dopuszcza się następujące sposoby wzmocnienia:

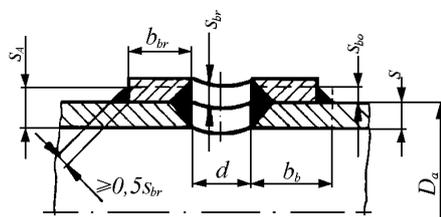
- .1 zwiększenie grubości ściany w stosunku do grubości obliczeniowej (rys. 14.2.17.1-1 i 14.2.17.1-2);
- .2 zastosowanie okrągłych nakładek, połączonych ze wzmacnianą ścianą za pomocą spawania (rys. 14.2.17.1-3 i 14.2.17.1-4);
- .3 zastosowanie przyspawanych elementów rurowych: króćców, tulei itp. (rys. 14.2.17.1-5 do 14.2.17.1-7).



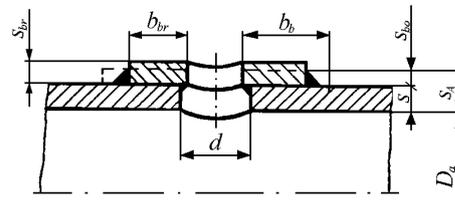
Rys. 14.2.17.1-1



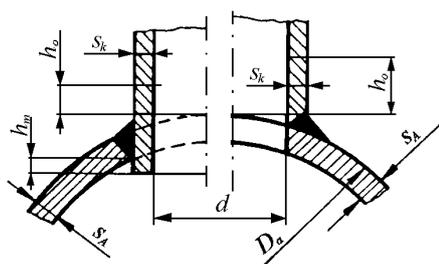
Rys. 14.2.17.1-2



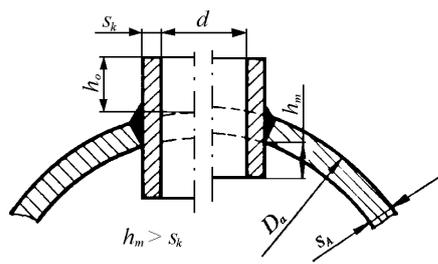
Rys. 14.2.17.1-3



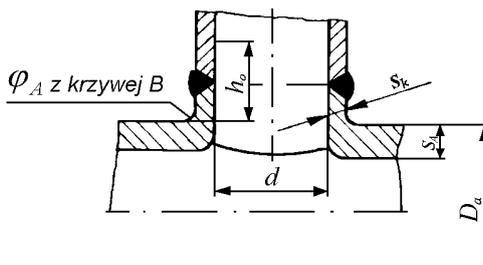
Rys. 14.2.17.1-4



Rys. 14.2.17.1-5



Rys. 14.2.17.1-6



Rys. 14.2.17.1-7

Spawanie wzmocnień otworów, pokazane na rys. 14.2.17.1-5 do 14.2.17.1-7, zaleca się wykonywać przy zastosowaniu usuwanej podkładki lub innych sposobów zapewniających uzyskanie odpowiedniego przetopu w złączy spawanym.

14.2.17.2 Grubości ścian, w których przewidziano otwory, powinny spełniać wymagania punktów 14.2.8 i 14.2.9 dla ścian cylindrycznych, punktu 14.2.10 – dla ścian stożkowych i punktu 14.2.15 – dla den wypukłych.

14.2.17.3 Materiały wzmocniającej ściany i wzmocnień powinny w miarę możliwości mieć jednakowe własności wytrzymałościowe. Jeżeli własności elementów wzmocniających są niższe od własności wytrzymałościowych wzmocniającej ściany, to powierzchnia przekroju elementów wzmocniających powinna być odpowiednio zwiększona.

Należy zapewnić właściwe połączenie wzmocnień ze wzmocnianą ścianą.

14.2.17.4 Otwory w ścianach powinny być oddalone od złączy spawanych o co najmniej 3 grubości ściany, lecz nie mniej niż o 50 mm. Rozmieszczenie otworów w odległości od złączy mniejszej niż 50 mm podlega odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

14.2.17.5 Średnica otworu (lub największy wymiar w przypadku otworów innych niż okrągłe) nie powinna przekraczać 500 mm. Możliwość zastosowania otworów o większych rozmiarach podlega każdorazowo odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

14.2.17.6 Grubość ścian elementów rurowych (króćców, tulei) przyspawanych do ścian zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła nie powinna być w zasadzie mniejsza niż 5 mm. Stosowanie takich elementów ze ścianami cieńszymi niż 5 mm podlega odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

14.2.17.7 Wzmocnienie rejonu otworu może być osiągnięte przez zwiększenie grubości ściany ponad grubość obliczeniową. W takim przypadku zwiększona grubość ściany s_A nie powinna być mniejsza od określonej wg wzorów:

dla ścian cylindrycznych

$$s_A = \frac{pD_a}{2\sigma\varphi_A + p} + c \quad [\text{mm}] \quad (14.2.17.7-1)$$

dla ścian kulistych

$$s_A = \frac{pD_a}{4\sigma\varphi_A + p} + c \quad [\text{mm}] \quad (14.2.17.7-2)$$

dla ścian stożkowych

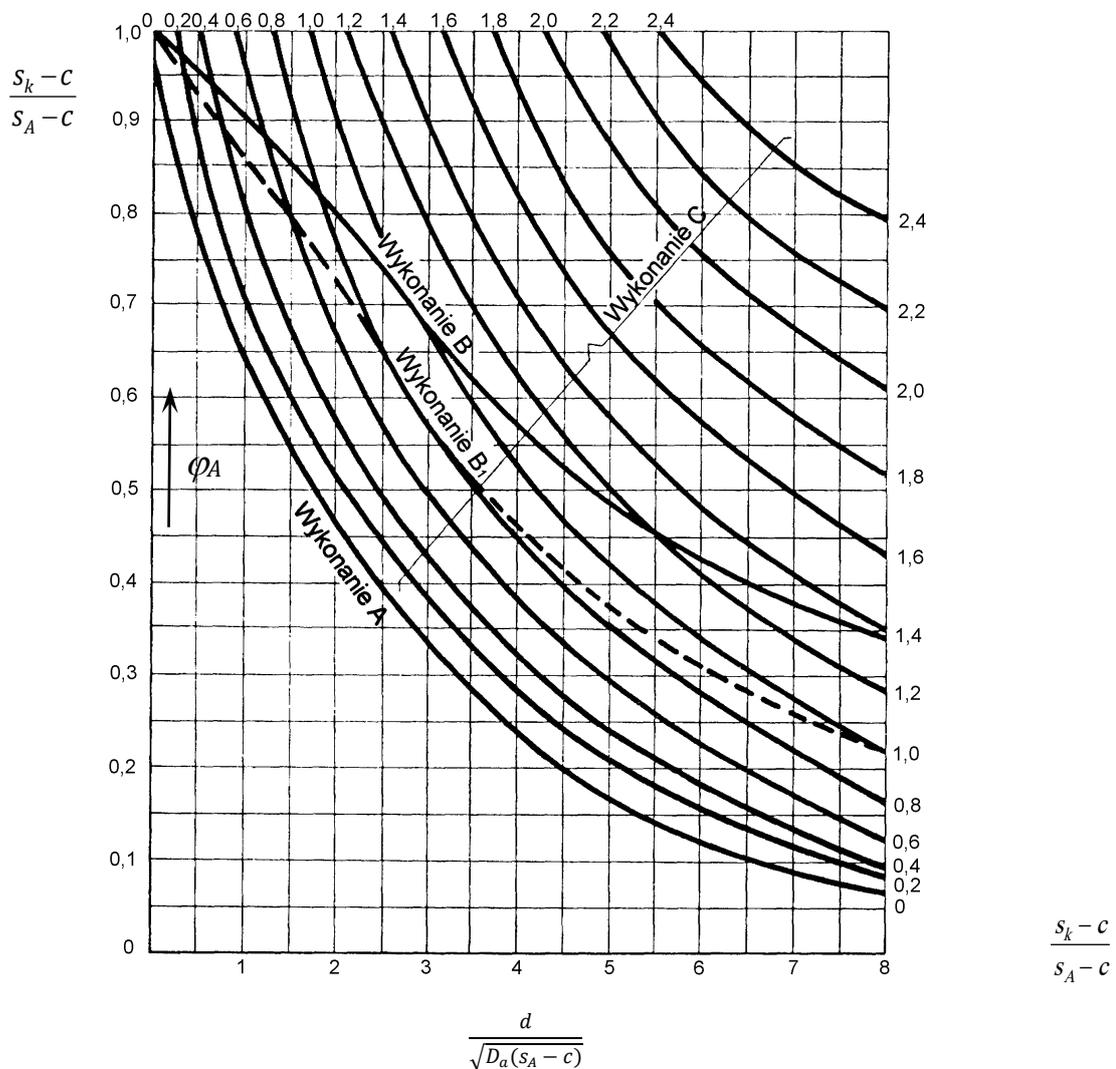
$$s_A = \frac{pD_a}{(2\sigma\varphi_A - p)\cos\alpha} + c \quad [\text{mm}] \quad (14.2.17.7-3)$$

s_A – wymagana grubość ściany niewzmocnionej usztywnieniami, [mm];

φ_A – współczynnik wytrzymałości wzmacnianej ściany osłabionej otworem, określany w zależności od wielkości bezwymiarowego parametru $\frac{d}{\sqrt{D_a(s_A - c)}}$ z krzywej wykonania A (wykres 14.2.17.7); należy przy tym dla określenia tego parametru przyjmować wielkość s_A obliczoną wg wzorów 14.2.17.7-1 do 14.2.17.7-3;

d – średnica otworu (wewnętrzna średnica króćca, tulei) lub wymiar w kierunku wzdłużnym osi otworu owalnego lub eliptycznego, [mm].

Określenia pozostałych symboli – patrz 14.2.8.2 i 14.2.10.1.



Wykres 14.2.17.7

14.2.17.8 W przypadku wzmocnienia rejonu otworów w ścianach cylindrycznych, kulistych i stożkowych okrągłymi nakładkami, wymiary ich należy określać wg wzorów:

$$b_b = \sqrt{D_a(s_A - c)} \text{ [mm]} \quad (14.2.17.8-1)$$

$$s_{bo} \geq s_A - s_r \quad (14.2.17.8-2)$$

b_b – największa efektywna szerokość nakładki (rys. 14.2.17.1-3 i 14.2.17.1-4), [mm];

s_{bo} – wysokość (grubość) nakładki (rys. 14.2.17.1-3 i 14.2.17.1-4), [mm];

s_A – łączna grubość wzmocnianej ściany i nakładki, określana zgodnie z 14.2.17.7, [mm];

s_r – rzeczywista grubość wzmocnianej ściany, [mm].

Określenia pozostałych symboli – patrz 14.2.17.7.

W przypadku zastosowania nakładki o rzeczywistej szerokości mniejszej od wynikającej z 14.2.17.8-1, grubość nakładki powinna być odpowiednio zwiększona zgodnie ze wzorem:

$$s_{br} \geq s_{bo} \frac{1 + \frac{b_b}{b_{br}}}{2} \quad (14.2.17.8-3)$$

s_{br} – rzeczywista wysokość (grubość) nakładki, [mm];

b_{br} – rzeczywista szerokość nakładki, [mm].

Wysokość spoiny mocującej nakładkę na ścianie nie powinna być mniejsza niż 0,5 s_{br} (rys. 14.2.17.1-3).

14.2.17.9 Przyspawane elementy rurowe, stosowane do wzmocnienia rejonu otworów w ścianach cylindrycznych, kulistych i stożkowych, powinny mieć wymiary nie mniejsze niż określone poniżej:

- 1 Grubość ściany s_k wzmocnienia rurowego (króćca, tulei itp.), [mm], należy określać w zależności od bezwymiarowego parametru

$$\frac{d}{\sqrt{D_a(s_A - c)}}$$

i współczynnika wytrzymałości φ_A , z krzywej wykonania C na wykresie 14.2.17.7. Zamiast wielkości φ_A i s_A na wykresie 14.2.17.7 należy przyjąć wielkości φ_r i s_r , które w tym przypadku oznaczają:

s_r – rzeczywista grubość ściany, [mm];

φ_r – rzeczywisty współczynnik wytrzymałości ściany o grubości s_r , określany przy pomocy wzorów 14.2.8.2-1, 14.2.8.2-2, 14.2.8.3-1, 14.2.8.3-2 i 14.2.10.1.2 przez ich przekształcenie dla obliczenia wielkości φ .

Przy pomocy odczytanego z wykresu 14.2.17.7 stosunku:

$$\frac{s_k - c}{s_A - c}$$

należy określić najmniejszą grubość króćca lub tulei s_k [mm]. W stosunku tym jako s_A należy przyjmować rzeczywistą grubość s_r .

- 2 Minimalną obliczeniową wysokość h_0 wzmocnienia rurowego (króćca, tulei, rury), [mm], należy określać wg wzoru:

$$h_0 = \sqrt{d(s_k - c)} \quad (14.2.17.9.2-1)$$

W przypadku zastosowania wzmocnienia rurowego o rzeczywistej wysokości h_r mniejszej od wynikającej z 14.2.17.9.2-1, grubość s_k powinna być odpowiednio zwiększona zgodnie ze wzorem:

$$s_{kr} = s_k \frac{h_0}{h_r} \text{ [mm]} \quad (14.2.17.9.2-2)$$

14.2.17.10 Wymiary wzmocnień rejonów otworów w dnach wypukłych powinny być określone w następujący sposób:

- .1 W przypadku wzmocnienia przez zwiększenie grubości ściany należy we wzorze 14.2.15.1 zamiast współczynnika y przyjąć współczynnik y_A , określony w tabeli 14.2.15.1.
- .2 W przypadku zastosowania okrągłych nakładek wymiary tych nakładek powinny być określone zgodnie z 14.2.17.8 przy czym łączną grubość wzmocnianej ściany s_A należy określać wg wzoru:

$$s_A = \frac{p(R_W + s)y_0}{2\sigma\varphi_A} + c \text{ [mm]} \quad (14.2.17.10.2)$$

R_W – promień krzywizny wewnętrznej dna w rejonie otworu, [mm];

y_0 – współczynnik kształtu, określany w tabeli 14.2.15.1.

Pozostałe symbole – patrz 14.2.15.1 i 14.2.17.7.

- .3 W przypadku otworów ze wzmocnieniami rurowymi wymiary tych wzmocnień należy określać zgodnie z 14.2.17.9, z tym że w bezwymiarowym parametrze

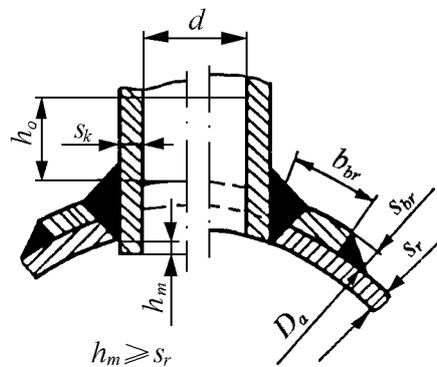
$$\frac{d}{\sqrt{D_a(s - c)}}$$

należy zamiast D_a podstawić wartość $2(0,5D_a + s)$, a rzeczywisty współczynnik wytrzymałości φ ściany dna o grubości s należy obliczać wg wzoru 14.2.15.1 dla φ , przyjmując $\varphi = \varphi_A$, $y = y_0$ i $s = s_A$ (patrz 14.2.15.1).

14.2.17.11 Dla przelotowych wzmocnień rurowych, których wewnętrzna wystająca część $h_m \geq s_r$ (rys. 14.2.17.1-5 i 14.2.17.1-6), grubość ściany elementu rurowego może być zmniejszona o 20%, lecz nie może być mniejsza od grubości wymaganej dla ciśnienia obliczeniowego.

14.2.17.12 Stosunek grubości ściany rurowego elementu wzmocniającego s_k do grubości ściany wzmocnianej s nie powinien być większy niż 2,4. Jeżeli ze względów konstrukcyjnych stosunek ten będzie większy niż 2,4, to należy przyjąć w obliczeniach grubość elementu rurowego s_k nie większą niż 2,4 grubości ściany wzmocniającej.

14.2.17.13 Okrągłe nakładki i rurowe elementy wzmocniające mogą być także stosowane razem jako wzmocnienia (rys. 14.2.17.13). W takim przypadku wymiary elementów wzmocniających powinny być określone z równoczesnym uwzględnieniem wymagań odnoszących się do wzmocnień nakładkami i wzmocnień elementami rurowymi.



Rys. 14.2.17.13

14.2.17.14 Dla króćców wytłaczanych ze ściany wzmocnionej (rys. 14.2.17.1-7) grubość ściany s_A nie powinna być mniejsza od określonej wg wzorów 14.2.17.7-1 do 14.2.17.10.2.

Występujący w tych wzorach φ_A – współczynnik wytrzymałości ściany osłabionej króćcem wytłaczanym – należy określać na podstawie wykresu 14.2.17.7 w następujący sposób:

dla $\frac{d}{D_a} \leq 0,4$ – z krzywej wykonania B ,

dla $\frac{d}{D_a} = 1,0$ – z krzywej wykonania B_1 ,

dla $0,4 < \frac{d}{D_a} < 1,0$ – przez interpolację krzywych B i B_1 .

Grubość ściany s_k w wyobleniu wytłaczanego króćca nie powinna być mniejsza od określonej wg wzoru:

$$s_k \geq s_A \frac{d}{D_a} \quad [\text{mm}] \quad (14.2.17.14)$$

lecz nie mniejsza niż grubość ściany wymagana dla ciśnienia obliczeniowego.

14.2.17.15 Wpływu otworów sąsiednich można nie uwzględniać, jeżeli spełniony będzie warunek:

$$(l + s_{kr1} + s_{kr2}) \geq 2\sqrt{D_a(s_r - c)} \quad (14.2.17.15-1)$$

$(l + s_{kr1} + s_{kr2})$ – odległość między dwoma otworami sąsiednimi (rys. 14.2.17.15-1 i 14.2.17.15-2), [mm];

D_a – średnica zewnętrzna wzmocnionej ściany, [mm];

s_r – rzeczywista grubość wzmocnionej ściany, [mm];

c – naddatek do grubości obliczeniowej (patrz 14.2.7), [mm].

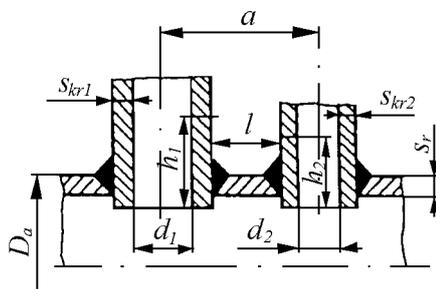
Jeżeli odległość $(l + s_{kr1} + s_{kr2}) < \sqrt{D_a(s_r - c)}$, to należy sprawdzić wielkość naprężenia powstającego na skutek działania ciśnienia obliczeniowego w przekroju ściany między otworami. Wzdłużne i poprzeczne naprężenia w tym przekroju nie powinny być większe od wielkości określonej z zależności:

$$\frac{F}{f_c} \leq \sigma \quad (14.2.17.15-2)$$

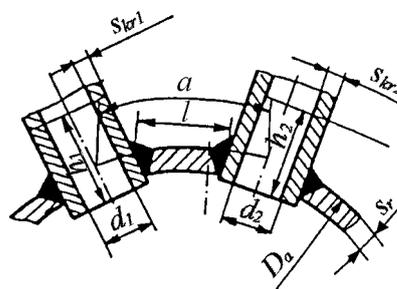
σ – naprężenie dopuszczalne (patrz 14.2.4.5), [MPa];

F – siła spowodowana ciśnieniem obliczeniowym, działająca na powierzchnię przekroju między otworami (patrz 14.2.17.16), [N];

f_c – pole przekroju między otworami (patrz 14.2.17.17), [mm²].



Rys. 14.2.17.15-1



Rys. 14.2.17.15-2

14.2.17.16 Siłę spowodowaną ciśnieniem obliczeniowym, działającą na powierzchnię przekroju między dwoma otworami, należy określać stosując wzory:

- .1 dla otworów rozmieszczonych wzdłuż ścian cylindrycznych:

$$F_a = \frac{Dpa}{2} \quad [\text{N}] \quad (14.2.17.16.1)$$

- .2 dla otworów rozmieszczonych na okręgu ścian cylindrycznych lub stożkowych oraz w ścianach kulistych:

$$F_b = \frac{Dpa}{4} \quad [\text{N}] \quad (14.2.17.16.2)$$

- .3 dla otworów w dnach wypukłych:

$$F_b = \frac{R_B p a y}{2} \quad [\text{N}] \quad (14.2.17.16.3-1)$$

a – odległość między dwoma sąsiednimi otworami na okręgu (podziałka), mierzona po zewnętrznej stronie, jak pokazano na rys. 14.2.17.15-2, [mm];

D – średnica wewnętrzna (dla ścian stożkowych mierzona w środku otworu), [mm];

p – ciśnienie obliczeniowe, [MPa];

R_B – wewnętrzny promień krzywizny (patrz 14.2.17.10), [mm];

y – współczynnik kształtu (patrz 14.2.15.1).

Przy rozmieszczeniu otworów w ścianie cylindrowej w rzędach skośnych działającą siłę F należy obliczać wg wzoru 14.2.17.16.2, a otrzymany wynik mnożyć przez współczynnik:

$$K = 1 + \cos^2 \alpha \quad (14.2.17.16.3-2)$$

α – kąt nachylenia rzędu otworów do kierunku wzdłużnego, w stopniach.

14.2.17.17 Powierzchnię przekroju ściany między dwoma sąsiednimi otworami dla wzmocnień elementami rurowymi należy określać wg wzoru:

$$f_c = l(s - c) + 0,5[h_1(s_{kr1} - c) + h_2(s_{kr2} - c)] \quad [\text{mm}^2] \quad (14.2.17.17-1)$$

h_1 i h_2 – wysokość wzmocnień, [mm], obliczona wg wzorów:

$$\text{dla wzmocnień nieprzelotowych} \quad h_{1,2} = h_0 + s \quad (14.2.17.17-2)$$

$$\text{dla wzmocnień przelotowych} \quad h_{1,2} = h_0 + s + h_m \quad (14.2.17.17-3)$$

l – szerokość mostka między dwoma sąsiednimi otworami (rys. 14.2.17.15-1 i 14.2.17.15-2), [mm];

s – grubość wzmocnianej ściany, [mm];

s_{kr1} i s_{kr2} – grubość ścianek rurowych elementów wzmocniających (rys. 14.2.17.15-1 i 14.2.17.15-2), [mm];

c – naddatek do grubości obliczeniowej (patrz 14.2.7);

h_0 – wysokość obliczeniowa wzmocnienia rurowego (wzór 14.2.17.9.2-1), [mm];

h_m – wysokość wzmocnienia rurowego wystająca do wnętrza (patrz rys. 14.2.17.1-5, 14.2.17.1-6 i 14.2.17.13), [mm].

Dla otworów wzmocnianych odmiennie (wzmocnienia kombinowane, wzmocnienia nakładkami itp.) f_c należy obliczać w taki sam sposób.

14.2.17.18 Dla króćców wytłaczanych rozmieszczonych w jednym rzędzie należy sprawdzić, czy współczynnik wytrzymałości φ ścian osłabionych otworami, obliczony dla danego rzędu ze wzoru 14.2.6.2.1, nie jest mniejszy od współczynnika wytrzymałości φ_A , określonego z krzywych wykonania B i B_1 na wykresie 14.2.17.7. W przypadku $\varphi < \varphi_A$ dla określenia grubości ściany zgodnie z 14.2.17.14 należy przyjąć wartość współczynnika φ .

Wymaganie to odnosi się również do króćców przyspawanych rozmieszczonych w jednym rzędzie, których grubość ścian określona jest tylko dla ciśnienia działającego od wewnątrz.

14.2.18 Połączenia rozwalcowane rur w ścianach sitowych

14.2.18.1 Dla rur rozwalcowanych długość rozwalcowania w ścianie sitowej powinna być nie mniejsza niż 12 mm. Przy rozwalcowanych połączeniach dla ciśnień roboczych przekraczających 1,6 MPa należy przewidzieć rowki uszczelniające.

14.2.18.2 Należy sprawdzić połączenia rozwalcowane rur w ścianie sitowej na działanie siły poosiowej. Połączenie to uważa się za wystarczające, jeżeli wartość określona wg wzoru:

$$\frac{pf_s}{20sl} \quad (14.2.18.2)$$

wynosi nie więcej niż:

15 – dla połączeń gładkich,

30 – dla połączeń z rowkami uszczelniającymi,

40 – dla połączeń z wywiniętą krawędzią;

p – ciśnienie obliczeniowe (patrz 14.2.2), [MPa];

f_s – największy wycinek powierzchni ściany sitowej przypadający na jedną rurę, [mm²]. Wycinek ten jest ograniczony prostymi poprowadzonymi pod kątem prostym przez środki odcinków łączących oś rozpatrywanej rury z sąsiednimi rurami.

s – grubość ścianki rury, [mm];

l – długość rozwalcowania, [mm].

We wszystkich przypadkach należy przyjmować długość rozwalcowania l nie większą niż 40 mm.

14.2.18.3 Długość rozwalcowania rur gładkich powinna być nie mniejsza od określonej wg wzoru:

$$l = \frac{pf_s K_r}{q} \quad [\text{mm}] \quad (14.2.18.3-1)$$

gdzie:

K_r = 5,0 – współczynnik bezpieczeństwa złącza rozwalcowanego;

p, f_s – patrz 14.2.18.2;

q – wytrzymałość połączenia rury na 1 mm długości rozwalcowania, [N/mm], określona doświadczalnie z zależności:

$$q = \frac{F}{l_1} \quad [\text{N/mm}] \quad (14.2.18.3-2)$$

gdzie:

F – siła poosiowa niezbędna do wyciągnięcia zawalcowanej rury ze ściany sitowej, [N];

l_1 – długość rozwalcowania rury użytej do doświadczalnego określenia wartości q .

15 INSTALACJE RUROCIĄGÓW

15.1 Klasa, materiał, wykonanie i zastosowanie rurociągów

15.1.1 Wymagania zawarte w niniejszym podrozdziale dotyczą instalacji rurociągów powszechnie stosowanych na statkach i wykonanych ze stali węglowych, węglowo-manganowych, stopowych lub z metali nieżelaznych, wymienionych w zakresie rozpatrywanej dokumentacji (patrz też 15.1.8).

Nie dotyczą one otwartych rurociągów spalinowych z silników.

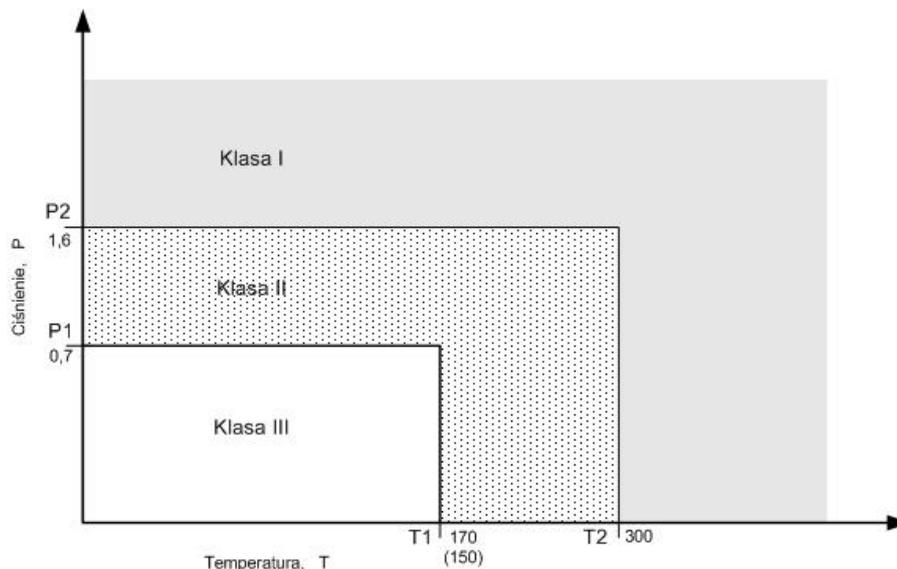
15.1.2 W celu określenia zakresu prób, typu połączeń, rodzaju obróbki cieplnej i technologii spawania, rurociągi – w zależności od ich przeznaczenia i parametrów przepływającego czynnika – dzielą się na klasy zgodnie z tabelą 15.1.2.

Tabela 15.1.2
Klasy rurociągów

Instalacja rurociągów przewodzących	Klasa I	Klasa II	Klasa III
Czynniki toksyczne ²⁾ i silnie korozyjne	Bez stosowania szczególnych środków zabezpieczających ¹⁾	Z zastosowaniem szczególnych środków zabezpieczających ¹⁾	
Czynniki palne o temperaturze roboczej wyższej niż temperatura zapłonu lub temperaturze zapłonu niższej niż 60 °C, gazy skroplone	Bez stosowania szczególnych środków zabezpieczających ¹⁾	Z zastosowaniem szczególnych środków zabezpieczających ¹⁾	
Paliwo, olej smarowy, palny olej hydrauliczny ³⁾	$p > 1,6$ lub $t > 150$	Każda kombinacja ciśnienia p i temperatury t nie należąca do zakresu klasy I lub III - patrz rys. 15.1.2	$p \leq 0,7$ i $t \leq 60$
Inne czynniki ^{3), 4), 5)}	$p > 4,0$ lub $t > 300$		$p \leq 1,6$ i $t \leq 200$

Uwagi do tabeli 15.1.2

- 1) Szczególne środki zabezpieczające mają na celu zmniejszenie możliwości wycieku i niedopuszczenie do spowodowania szkód w najbliższym otoczeniu lub osiągnięcia potencjalnych źródeł zapłonu; zalicza się do nich np. kanały, osłony, ekrany, itp.
- 2) Rurociągi przewodzące czynniki toksyczne należą do klasy I.
- 3) p – ciśnienie obliczeniowe, [MPa], (patrz 15.2.1.1)
 t – temperatura obliczeniowa, [°C], (patrz 15.2.1.1).
- 4) Łącznie z wodą, powietrzem, gazami i niepalnymi olejami hydraulicznymi.
- 5) Rurociągi o otwartych końcach (spustowe, przelewowe, odpowietrzające, spalinowe, itp.) należą do klasy III.



Rys. 15.1.2

15.1.3 Materiały na rury i armaturę oraz ich badania powinny spełniać wymagania podane w *Przepisach klasyfikacji i budowy statków morskich, Część IX – Materiały i spawanie*.

Materiały na rury i armaturę przeznaczone dla czynników silnie korodujących podlegają w każdym przypadku odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

Prefabrykacja rurociągów powinna odpowiadać wymaganiom zawartym w *Publikacji Nr 23/P – Prefabrykacja rurociągów*.

15.1.4 Rury stalowe rurociągów klas I i II powinny być rurami bez szwu, wykonanymi na gorąco lub zimno. Można również stosować rury spawane, uznane przez PRS za równorzędne z rurami bez szwu.

Rury i armaturę ze stali węglowej i węglowo-manganowej należy stosować tylko do czynników o temperaturze nie przekraczającej 400 °C, a ze stali niskostopowej – dla temperatur nie przekraczających 500 °C.

Stale takie mogą być stosowane również do czynników o temperaturze wyższej od podanej, jednakże pod warunkiem że w tych temperaturach własności mechaniczne tych stali i ich granica wytrzymałości na pełzanie w ciągu 100 000 godzin odpowiadają obowiązującym normom i są gwarantowane przez wytwórcę.

Rury i armatura dla czynników o temperaturze wyższej niż 500 °C powinny być wykonane ze stali stopowej.

15.1.5 Rury z miedzi i jej stopów powinny być bez szwu lub innego typu zatwierdzonego przez PRS. Dla rurociągów klas I i II rury te powinny być bez szwu.

Rury z miedzi i jej stopów nie powinny być stosowane dla czynników, których temperatura przekracza:

200°C – dla miedzi i jej stopów z aluminium,

260°C – dla brązów,

300°C – dla stopów miedzi z niklem.

15.1.6 Z żeliwa sferoidalnego o strukturze ferrytycznej można wykonywać zawory i armaturę dla czynników o temperaturze nie wyższej niż 350 °C, w tym:

- rurociągi zęzowe i balastowe instalowane w obrębie dna podwójnego ,
- armaturę i króćce burtowe, armaturę instalowaną na grodzi zderzeniowej i na zbiornikach paliwa i oleju.

Zastosowanie tego żeliwa na inną armaturę i rurociągi oraz na rurociągi klasy II i III podlega każdorazowo odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

15.1.7 Z żeliwa szarego można wykonywać rurociągi klasy III.

Zastosowanie rur i armatury z żeliwa szarego na rurociągi o innym przeznaczeniu podlega odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

Z żeliwa szarego nie powinny być wykonywane:

- rury i armatura dla czynnika o temperaturze wyższej niż 220 °C,
- rury i armatura podlegające uderzeniom hydraulicznym lub większym odkształceniom i wibracjom,
- armatura i rurociągi w instalacjach gaśniczych,
- rury połączone bezpośrednio z poszyciem zewnętrznym,

- armatura instalowana na poszyciu zewnętrznym kadłuba i na grodzi zderzeniowej,
- armatura instalowana bezpośrednio na zbiornikach paliwa, oleju smarowego i innych olejów łatwo zapalnych znajdujących się pod ciśnieniem hydrostatycznym.

15.1.8 Wymagania dotyczące rur z tworzyw sztucznych oraz warunki ich stosowania na statkach zawarte są w *Publikacji Nr 53/P – Okrętowe rurociągi z tworzyw sztucznych*.

15.1.9 Typ i konstrukcja niemetalowych złączy elastycznych stosowanych w instalacjach rozpatrywanych przez PRS podlegają zatwierdzeniu przez PRS.

Złącza elastyczne powinny być wykonywane jako gotowe wstawki rurociągów w komplecie z przyłączami kołnierzowymi lub gwintowanymi; łączenie złączy elastycznych z rurociągami za pomocą opasek zaciskowych jest niedopuszczalne. Złącza należy umieszczać w miejscach dobrze widocznych i łatwo dostępnych. Należy przewidzieć takie rozmieszczenie zaworów odcinających, aby wymiana złącza elastycznego mogła być dokonywana bez zatrzymywania mechanizmów innych niż obsługiwany przez to złącze.

Złącza elastyczne powinny być ognioodporne w przypadku ich zastosowania w rurociągach:

- przewodzących paliwo lub olej smarowy,
- napędów drzwi wodoszczelnych,
- prowadzących do otworów w poszyciu zewnętrznym (łącznie z instalacją zęzową),
- przewodzących inne palne produkty ropopochodne, jeżeli uszkodzenie złącza spowodowałoby zagrożenie dla statku lub załogi i pasażerów.

Za ognioodporne należy uważać takie złącze elastyczne, które z przepływającą przez nie wodą pod maksymalnym ciśnieniem roboczym wytrzyma działanie ognia o temperaturze 800°C w ciągu 30 minut. Temperatura na odlocie ze złącza nie powinna być niższa niż 80°C i powinna być rejestrowana w czasie całej próby^{*)}.

Materiał węży powinien być dobrany z uwzględnieniem ich przeznaczenia dla określonego rodzaju cieczy, jej ciśnienia, temperatury i warunków zewnętrznych.

Ciśnienie rozrywające węże powinno być co najmniej 4-krotnie większe od ciśnienia obliczeniowego.

Długość węży powinna być taka, by zapewniona była elastyczność złączy i normalna praca mechanizmów.

15.2 Grubość ścianek rur

15.2.1 Podane niżej wzory mają zastosowanie w przypadkach, gdy stosunek średnicy zewnętrznej rury do jej średnicy wewnętrznej nie przekracza wartości 1,7.

Grubość ścianki s rury metalowej prostej lub giętej pracującej pod ciśnieniem wewnętrznym (z uwzględnieniem wymagań punktu 15.2.2) nie powinna być mniejsza od obliczonej wg wzoru:

$$s = s_0 + b + c \quad [\text{mm}] \quad (15.2.1-1)$$

i w każdym przypadku nie mniejsza niż podana w tabeli 15.2.1-1.

$$s_0 = \frac{dp}{2\sigma_d\varphi+p} \quad [\text{mm}] \quad (15.2.1-2)$$

^{*)} Alternatywą jest próba ogniowa złącza elastycznego z przepływającą wodą o ciśnieniu co najmniej 0,5 MPa i, po jej zakończeniu, próba hydrauliczna ciśnieniem równym podwójnemu ciśnieniu obliczeniowemu.

gdzie:

- d – średnica zewnętrzna rury, [mm];
- p – ciśnienie obliczeniowe, [MPa], przy czym:
- dla rurociągów paliwa podgrzanego do temperatury powyżej 60 °C ciśnienie obliczeniowe nie może być niższe niż 1,4 MPa,
 - dla rurociągów instalacji gaśniczych na dwutlenek węgla ciśnienie obliczeniowe należy przyjmować zgodnie z objaśnieniami do tabeli 3.5 z Części V – *Ochrona przeciwpożarowa*;
- φ – współczynnik wytrzymałości wynoszący 1,0 dla rur bez szwu i rur spawanych uznanych za równorzędne z rurami bez szwu; dla innych rur spawanych wartość współczynnika podlega odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS;
- b – naddatek uwzględniający faktyczne ścienienie rury przy gięciu; wartość b należy wyznaczyć w taki sposób, aby naprężenia w zgiętej części rury nie przekraczały dopuszczalnych; jeżeli nie są znane faktyczne wartości ścienienia przy gięciu, to wartość b można określić wg wzoru:

$$b = 0,4(d/R)s_0 \quad [\text{mm}] \quad (15.2.1-3)$$

- R – wewnętrzny średni promień gięcia rury, [mm];
- c – naddatek na korozję, przyjmowany:
- dla rur stalowych – według tabeli 15.2.1-2,
 - dla rur z innych stopów – według tabeli 15.2.1-3;
- σ_d – dopuszczalne naprężenie, [MPa], przyjmowane wg poniższych zasad:
- dla rur stalowych – najmniejsza z następujących wartości:

$$R_m / 2,7; R_e^t / 1,8 \text{ lub } R_{0,2}^t / 1,8; R_{z/100000/t} / 1,8 \text{ i } R_{l/100000/t} / 1,0$$

gdzie:

- R_m – minimalna wytrzymałość na rozciąganie, [MPa],
- $R_e^t, R_{0,2}^t$ – minimalna, wyraźna lub umowna granica plastyczności, [MPa], przy temperaturze obliczeniowej t , [°C],
- $R_{z/100000/t}$ – średnia wartość wytrzymałości na pełzanie, [MPa], po czasie 10⁵ h, przy temperaturze obliczeniowej t , [°C],
- $R_{l/100000/t}$ – średnia wartość granicy pełzania, [MPa], przy wydłużeniu trwałym 1%, po czasie 10⁵ h, przy temperaturze obliczeniowej t , [°C].

Uwagi:

1. Określony wyżej współczynnik bezpieczeństwa 1,8 może być, po uzgodnieniu z PRS, zmniejszony do 1,6.
 2. Wartość $R_{l/100000/t}$ należy uwzględnić na żądanie PRS, jeśli zostanie to uznane za konieczne.
- dla rur z wysokostopowej stali σ_d podlega odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS;
 - dla rur z miedzi i jej stopów σ_d określa się według tabeli 15.2.1-4;
- t – temperatura obliczeniowa [°C] dla określenia dopuszczalnych naprężeń, przyjmowana jako równa najwyższej temperaturze czynnika wewnątrz rury; w szczególnych przypadkach wartość ta podlega odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

Tabela 15.2.1-1
Minimalne grubości ścianek rur, s [mm]

Średnica nominalna [mm]	Średnica zewnętrzna [mm]	Ze stali węglowych						Ze stali austenitycznych nierdzewnych	Z miedzi	Ze stopów miedzi
		A	B	C	D	E	F			
6	< 8	-	-	-	-	-	-	-	1,0	0,8
	8,0	-	-	-	-	-	-	-	1,0	0,8
	10,2	1,6	-	-	-	-	-	1,0	1,0	0,8
8	12	1,6	-	-	-	-	-	1,0	1,2	1,0
	13,5	1,8	-	-	-	-	-	1,0	1,2	1,0
10	16	1,8	-	-	-	-	-	1,0	1,2	1,0
	17,2	1,8	-	-	-	-	-	1,0	1,2	1,0
	19,3	1,8	-	-	-	-	-	-	1,2	1,0
15	20	2	-	-	-	-	-	-	1,2	1,0
	21,3	2	-	3,2	-	3,2	2,6	1,6	1,2	1,0
	25	2	-	3,2	-	3,2	2,6	1,6	1,5	1,2
20	26,9	2	-	3,2	-	3,2	2,6	1,6	1,5	1,2
	30	2	-	3,2	-	4	3,2	1,6	1,5	1,2
25	33,7	2	-	3,2	-	4	3,2	1,6	1,5	1,2
	38	2	4,5	3,6	6,3	4	3,2	1,6	1,5	1,2
32	42,4	2	4,5	3,6	6,3	4	3,2	1,6	1,5	1,2
	44,5	2	4,5	3,6	6,3	4	3,2	1,6	1,5	1,2
40	48,3	2,3	4,5	3,6	6,3	4	3,2	1,6	2,0	1,5
	51	2,3	4,5	4	6,3	4,5	3,6	-	2,0	1,5
	54	2,3	4,5	4	6,3	4,5	3,6	-	2,0	1,5
50	57	2,3	4,5	4	6,3	4,5	3,6	-	2,0	1,5
	60,3	2,3	4,5	4	6,3	4,5	3,6	2,0	2,0	1,5
	63,5	2,3	4,5	4	6,3	5	3,6	2,0	2,0	1,5
65	70	2,6	4,5	4	6,3	5	3,6	2,0	2,0	1,5
	76,1	2,6	4,5	4,5	6,3	5	3,6	2,0	2,0	1,5
	82,5	2,6	4,5	4,5	6,3	5,6	4	2,0	2,0	1,5
80	88,9	2,9	4,5	4,5	7,1	5,6	4	2,0	2,5	2,0
90	101,6	2,9	4,5	4,5	7,1	6,3	4	-	2,5	2,0
100	108	2,9	4,5	4,5	7,1	7,1	4,5	-	2,5	2,0
	114,3	3,2	4,5	4,5	8	7,1	4,5	2,3	2,5	2,0
	127	3,2	4,5	4,5	8	8	4,5	2,3	2,5	2,0
125	133	3,6	4,5	4,5	8	8	5,0	2,3	3,0	2,5
	139,7	3,6	4,5	4,5	8	8	5,0	2,3	3,0	2,5
	152,4	4	4,5	4,5	8,8	8,8	5,6	2,3	3,0	2,5
150	159	4	4,5	4,5	8,8	8,8	5,6	2,3	3,0	2,5
	168,3	4	4,5	4,5	8,8	8,8	5,6	2,3	3,0	2,5
175	177,8	4,5	5	5	8,8	-	-	-	3,0	2,5
	193,7	4,5	5,4	5,4	8,8	-	-	-	3,5	3,0
200	219,1	4,5	5,9	5,9	8,8	-	-	2,6	3,5	3,0

A – Rurociągi instalacji innych niż wymienione w B, C, D, E, F oraz w uwadze 8.

B – Rury odpowietrzające, przelewowe, pomiarowe zbiorników wbudowanych w kadłub, z wyjątkiem wymienionych w D, oraz rurociągi odpływowe o których mowa w 15.9.4.

C – Rurociągi wody zaburtowej (zęzowe, balastowe, wody chłodzącej, przeciwpożarowe, itp.) – z wyjątkiem wymienionych w D.

- D** – Rurociągi zęzowe, balastowe, odpowietrzające, przelewowe i pomiarowe przechodzące przez zbiorniki paliwowe oraz rurociągi zęzowe, odpowietrzające, przelewowe, pomiarowe i paliwowe przechodzące przez zbiorniki balastowe, a także rurociągi odpowietrzające powyżej pokładu otwartego.
- E** – Rurociągi instalacji gaśniczych na dwutlenek węgla – od zbiorników do zaworów rozdzielczych (patrz uwagi 2, 3, 6, 7).
- F** – Rurociągi instalacji gaśniczych na dwutlenek węgla – od zaworów rozdzielczych do dysz wylotowych (patrz uwagi 2, 3, 6, 7).

Uwagi do tabeli 15.2.1-1:

- 1) Podane w tabeli grubości ścianek i średnice rur określono wg normy ISO R 336. Nieznaczne różnice wymiarów, wynikające z zastosowania innych norm, mogą być zaakceptowane.
- 2) Podane w tabeli wartości nie wymagają zwiększenia o minusową tolerancję grubości, ani o wartość ścienienia przy gięciu rury.
- 3) Dla rur o średnicach większych niż podano w tabeli minimalne grubości podlegają odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.
- 4) Jeśli rury są odpowiednio zabezpieczone przed korozją, to – po uzgodnieniu z PRS – grubości ich ścianek podane w kolumnach 4, 5 i 6 mogą być zmniejszone, lecz nie więcej niż o 1 mm.
- 5) Podane w kolumnach 4 i 6 grubości dla rur pomiarowych dotyczą odcinków znajdujących się poza zbiornikiem, dla którego są przeznaczone.
- 6) Grubość ścianki dla rur z połączeniami gwintowymi jest podana dla minimalnej grubości w gwintowanej części rury.
- 7) Rurociągi oznaczone E i F należy ocynkować przynajmniej od wewnątrz. Po uzgodnieniu z PRS można nie cynkować krótkich odcinków zamontowanych w maszynowni.
- 8) Tabela nie obejmuje rurociągów spalinowych. Minimalne grubości ścianek tych rurociągów podlegają każdorazowo odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS. Zalecana minimalna grubość ścianki rurociągów spalinowych wynosi 4 mm.

Tabela 15.2.1-2
Naddatek na korozję dla rur stalowych, c [mm]

Przeznaczenie rur	c
Instalacje sprężonego powietrza	1,0
Instalacje oleju hydraulicznego	0,3
Instalacje oleju smarowego	0,3
Instalacje paliwowe	1,0
Instalacje wody słodkiej	0,8
Instalacje wody morskiej	3,0

Uwagi do tabeli 15.2.1-2:

- 1) Jeżeli rury są odpowiednio zabezpieczone przed korozją, to – po uzgodnieniu z PRS – naddatek na korozję może być zmniejszony, lecz nie więcej niż o 50%.
- 2) W przypadku zastosowania rur ze specjalnych stali stopowych, dostatecznie odpornych na korozję, naddatek c może być zmniejszony do zera.
- 3) Dla rur przechodzących przez zbiorniki wartości podane w tabeli dla czynnika wewnętrznego należy zwiększyć o naddatek na korozję pod wpływem środowiska zewnętrznego; wartość tę należy przyjmować według niniejszej tabeli.

Tabela 15.2.1-3
Naddatek na korozję dla rur z miedzi i ze stopów miedzi, c [mm]

Materiał rur	c
Miedź i stopy miedzi, z wyjątkiem zawierających ołów	0,8
Stopy miedziowo-niklowe (z zawartością niklu od 10% wzwyż)	0,5

Uwaga do tabeli 15.2.1-3:

W przypadku zastosowania rur ze stopów specjalnych, dostatecznie odpornych na korozję, naddatek c może być zmniejszony do zera.

Tabela 15.2.1-4
Naprężenia dopuszczalne dla miedzi i jej stopów σ_d [MPa]
w zależności od temperatury czynnika

Materiał rur	Stan	R_m [MPa]	Temperatura czynnika, [°C]										
			50	75	100	125	150	175	200	225	250	275	300
Miedź	po wyżarzeniu	215	41	41	40	40	34	27,5	18,5	-	-	-	-
Mosiądz alumiiniowy	po wyżarzeniu	325	78	78	78	78	78	51	24,5	-	-	-	-
Stop miedziowo-ni- klowy 95/5 i 90/10	po wyżarzeniu	275	68	68	67	65,5	64	62	59	56	52	48	44
Stop miedziowo-ni- klowy 70/30	po wyżarzeniu	365	81	79	77	75	73	71	69	67	65,5	64	62

Uwagi do tabeli 15.2.1-4:

- 1) Wartości pośrednie należy określać przez interpolację.
- 2) Dla materiałów nie ujętych w tabeli dopuszczalne naprężenia podlegają odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

15.2.2 W przypadku stosowania rur wykonanych z ujemną tolerancją grubości, grubość ścianki rury należy określać wg wzoru:

$$s_1 = \frac{s}{1-0,01a} \quad (15.2.2)$$

gdzie:

- s – grubość ścianki rury obliczona wg wzoru 15.2.1-1, [mm];
- a – ujemna tolerancja grubości rury, [%].

15.3 Łączenie rurociągów

Odcinki rurociągów można łączyć ze sobą poprzez zastosowanie:

- połączeń spawanych nierozłącznych,
- złączy kołnierzowych,
- złączy gwintowanych,
- złączy mechanicznych.

Każde z ww. połączeń/złączy powinno być zgodne z uznanymi normami lub być sprawdzonej konstrukcji dla przewidywanego zastosowania i być zatwierdzone przez PRS.

15.3.1 Połączenia spawane nierozłączne

15.3.1.1 Spawanie i kontrola nieniszcząca spoin powinny być wykonywane zgodnie z wymaganiami zawartymi w *Publikacji Nr 23/P – Prefabrykacja rurociągów oraz w Przepisach klasyfikacji i budowy statków morskich, Część IX – Materiały i spawanie*.

15.3.1.2 Połączenia spawane doczołowe powinny być wykonywane z całkowitym przetopem. Połączenia takie wykonane ze specjalnym zabezpieczeniem jakości grani spoiny*) mogą być stosowane do rurociągów wszystkich klas i każdej średnicy zewnętrznej. Połączenia wykonane bez

*) Pod pojęciem „połączenie wykonane ze specjalnym zabezpieczeniem jakości grani spoiny” należy rozumieć spoinę wykonaną jako obustronną, bądź wykonaną przy użyciu podkładki pierścieniowej lub też przy zastosowaniu podkładki z gazu obojętnego podczas wykonywania pierwszej warstwy spoiny. Za zgodą PRS dopuszczalne są inne metody zapewniające specjalne zabezpieczenie jakości grani.

specjalnego zabezpieczenia jakości grani mogą być stosowane do rurociągów klasy II i III, niezależnie od ich średnicy zewnętrznej.

15.3.1.3 Połączenia spawane nakładkowe należy wykonywać przy użyciu zewnętrznych tulei (nakładek), natomiast połączenia spawane zakładkowe – poprzez zastosowanie rur posiadających na końcu kielichowe rozszerzenie. Wymiary tulei, kielichowych rozszerzeń oraz spoin powinny odpowiadać wymaganiom uznanych norm. Akceptowane zastosowania takich połączeń, w zależności od klasy rurociągu i jego średnicy zewnętrznej, przedstawiono w tabeli 15.3.1.3.

Tabela 15.3.1.3
Akceptowane zastosowania połączeń spawanych nakładkowych i zakładkowych

Klasa rurociągu	Średnica zewnętrzna rury [mm]	Rodzaj połączenia	
		Nakładkowe	Zakładkowe
I	≤ 88,9	Można stosować oba rodzaje połączeń z wyłączeniem stosowania w instalacjach rurociągów:	
II		<ul style="list-style-type: none"> – przewodzących czynniki toksyczne, – poddawanych obciążeniom zmęczeniowym, – w których możliwa jest poważna erozja bądź korozja szczelinowa 	
III	Niezależnie od średnicy	Można stosować oba rodzaje połączeń bez ograniczeń	

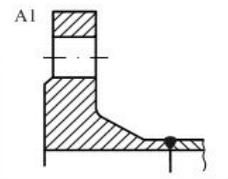
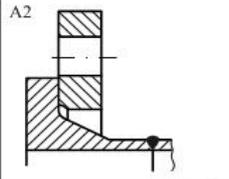
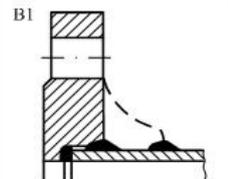
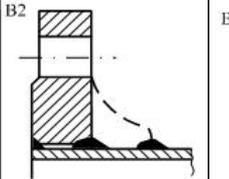
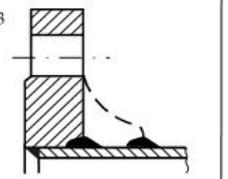
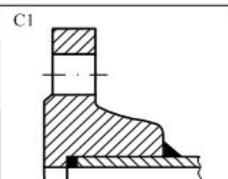
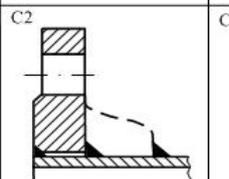
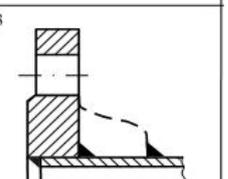
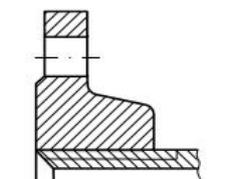
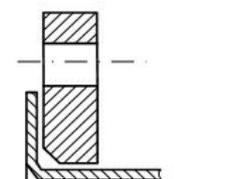
15.3.2 Złącza kołnierzowe

15.3.2.1 Wymiary i typ łączonych ze sobą kołnierzy oraz śruby stosowane do ich łączenia powinny odpowiadać uznany normom. W przypadku kołnierzy niestandardowych wymiary takich kołnierzy oraz łączących je śrub podlegają odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

15.3.2.2 Uszczelki stosowane w złączach kołnierzowych powinny być odporne na działanie przewodzonego czynnika i otaczającego środowiska oraz być odpowiednie do projektowego ciśnienia i temperatury, a ich wymiary i kształt powinny odpowiadać uznany normom. Uszczelki w połączeniach rurociągów paliwowych powinny zapewniać szczelność przy temperaturze czynnika nie niższej niż 120 °C.

15.3.2.3 Akceptowane typy kołnierzy, które można stosować do łączenia rurociągów, przedstawiono w tabeli 15.3.2.3. Podział kołnierzy na typy pokazane w tej tabeli wynika z ich konstrukcji oraz sposobu łączenia z rurociągami. Zastosowanie innych typów kołnierzy do łączenia rurociągów podlega odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

Tabela 15.3.2.3
Akceptowane typy kołnierzy do łączenia rurociągów

A	A1 	A2 	
B	B1 	B2 	B3 
C	C1 	C2 	C3 
D			
E			

Uwaga do tabeli 15.3.2.3:

W kołnierzach typu D należy stosować gwint rurowy stożkowy. Zewnętrzna średnica gwintu na rurze nie powinna być istotnie mniejsza od zewnętrznej średnicy rury. Dla określonych rodzajów gwintu po nakręceniu kołnierza na rurę do oporu, rurę należy rozszerzyć w kołnierzu.

15.3.2.4 W zależności od klasy rurociągu i rodzaju przewodzonego czynnika do łączenia rurociągów można stosować typy kołnierzy podane w tabeli 15.3.2.4.

Tabela 15.3.2.4
Akceptowane typy kołnierzy dla poszczególnych klas rurociągów i rodzajów czynników

Klasa rurociągu	Dla czynników toksycznych, silnie korozyjnych, palnych ⁴⁾	Dla oleju smarowego i paliw	Dla innych czynników ^{1), 2), 3), 4), 5)}
I	A, B ⁶⁾	A, B	A, B
II	A, B, C	A, B, C	A, B, C, D ⁵⁾
III	Nie dotyczy	A, B, C, E	A, B, C, D, E

Uwagi do tabeli 15.3.2.4:

- 1) Dotyczy również rurociągów wody, powietrza, gazów i oleju hydraulicznego.
- 2) Kołnierze typu E można stosować wyłącznie do rurociągów wodnych i bezciśnieniowych.
- 3) Jeżeli temperatura obliczeniowa przekracza 400 °C, należy stosować wyłącznie kołnierze typu A.
- 4) Jeżeli ciśnienie obliczeniowe przekracza 1,0 MPa, należy stosować wyłącznie kołnierze typu A.
- 5) Jeżeli temperatura obliczeniowa przekracza 250 °C, nie należy stosować kołnierzy typu D i E.
- 6) Kołnierze typu B można stosować tylko do rurociągów o średnicy zewnętrznej do 150 mm.

Wybierając typ kołnierzy do łączenia rurociągów, należy również uwzględnić obciążenia zewnętrzne lub cykliczne oddziaływujące na rurociąg oraz ich usytuowanie na statku.

15.3.3 Złącza gwintowane

15.3.3.1 Złącza gwintowane, w których uszczelnienie następuje na gwincie rurowym stożkowym lub walcowym, powinny odpowiadać uznanym normom.

15.3.3.2 Złącza gwintowane mogą być stosowane w instalacjach gaśniczych na dwutlenek węgla wyłącznie w obrębie pomieszczeń bronionych oraz stacji gaśniczych.

15.3.3.3 Złącza gwintowane nie mogą być stosowane w instalacjach rurociągów przewodzących czynniki palne lub toksyczne ani w instalacjach, w których można się spodziewać korozji szczelinowej, znacznej erozji bądź obciążeń zmęczeniowych.

15.3.3.4 Akceptowane zastosowania złączy gwintowanych, w zależności od średnicy zewnętrznej rury oraz rodzaju gwintu, podano w tabeli 15.3.3.4. Złącza gwintowane odpowiadające uznanym normom mogą być stosowane do większych średnic rurociągów niż podano w tabeli 15.3.3.4, pod warunkiem uzyskania akceptacji PRS.

Tabela 15.3.3.4
Akceptowane zastosowania złączy gwintowanych

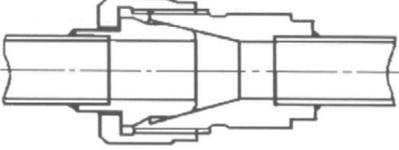
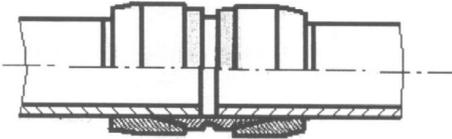
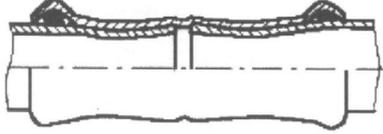
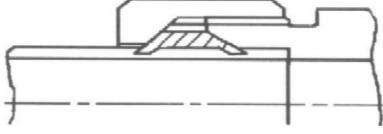
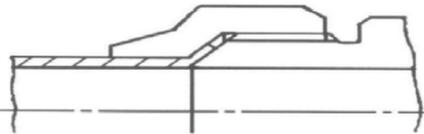
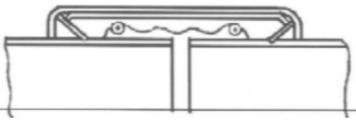
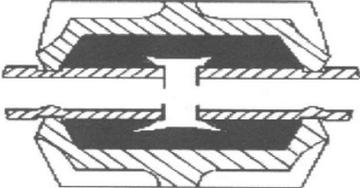
Klasa rurociągu	Średnica zewnętrzna rury [mm]	Rodzaj gwintu	
		Rurowy walcowy	Rurowy stożkowy
I	≤ 33,7	Nie	Tak
II	≤ 33,7	Nie	Tak
III	≤ 60,3	Tak	Tak

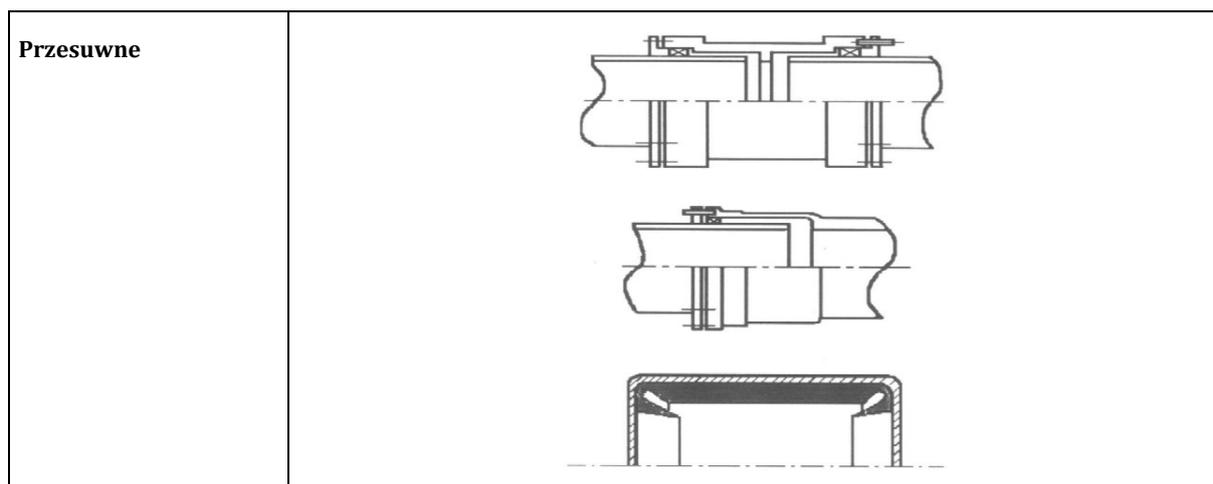
15.3.4 Złącza mechaniczne

15.3.4.1 Ze względu na dużą różnorodność istniejących konstrukcji złączy mechanicznych w niniejszym podrozdziale nie podaje się zaleceń dotyczących teoretycznych obliczeń wytrzymałościowych takich złączy. Złącza mechaniczne dopuszcza się do stosowania w oparciu o wyniki przeprowadzonych prób. Próby, jakim należy poddawać złącza, opisano w *Publikacji Nr 57/P – Uznanie typu złączy mechanicznych*.

15.3.4.2 Wymagania podane w niniejszym podrozdziale mają zastosowanie do złączy mechanicznych śrubunkowych, zaciskowych i nasuwkowych pokazanych w tabeli 15.3.4.2. Złącza o podobnej konstrukcji, spełniające wymagania niniejszego podrozdziału, mogą być zaakceptowane przez PRS.

Tabela 15.3.4.2
Rodzaje i typy złączy mechanicznych

ZŁĄCZA ŚRUBUNKOWE	
Spawane lub lutowane ludem twardym	
ZŁĄCZA ZACISKOWE	
Zakuwane	
Zaciskane	
Z pierścieniem zacinającym	
Roztłaczane	
ZŁĄCZA NASUWKOWE	
Utwierdzone	
Rowkowe	



15.3.4.3 Złącza mechaniczne powinny być typu uznanego przez PRS do przewidywanego zastosowania i warunków pracy.

15.3.4.4 Jeżeli zastosowanie złącza mechanicznego powoduje zmniejszenie grubości ścianki łączonych rur (np. złącza z pierścieniem zacinającym), to fakt ten należy uwzględnić w obliczeniach minimalnej grubości ścianek takich rur (patrz 15.2).

15.3.4.5 Konstrukcja złączy mechanicznych powinna zapobiegać utracie szczelności połączenia, do jakiej mogłoby dojść wskutek pulsacji ciśnienia, drgań rurociągu, zmian temperatury i innych niekorzystnych oddziaływań występujących podczas eksploatacji na statku.

15.3.4.6 Materiały używane do wykonania złączy powinny być odpowiednio dobrane do materiału łączonych rurociągów oraz przewodzonego czynnika i otaczającego środowiska.

15.3.4.7 Złącza mechaniczne, które w przypadku uszkodzenia mogą utracić szczelność, nie mogą być stosowane na odcinkach rurociągów łączących się bezpośrednio z poszyciem zewnętrznym statku ani ze zbiornikami zawierającymi palne ciecze.

15.3.4.8 Złącza mechaniczne, stosownie do przewidywanego zastosowania, powinny wytrzymać działanie ciśnienia zewnętrznego oraz wewnętrznego ciśnienia lub podciśnienia.

15.3.4.9 Stosowanie złączy mechanicznych w instalacjach paliwa i oleju powinno być ograniczone do minimum. Wszędzie tam, gdzie to jest możliwe, w instalacjach takich powinny być stosowane złącza kołnierzowe.

15.3.4.10 Ustawienie względem siebie odcinków rurociągu łączonych przy użyciu złączy mechanicznych powinno być zgodne z wytycznymi producenta złączy. Uchwyty lub podpory montowane w miejscu łączenia rurociągu nie mogą być wykorzystywane do wymuszenia wymaganego ustawienia względem siebie łączonych odcinków.

15.3.4.11 Złącza nasuwkowe nie powinny być stosowane wewnątrz ładowni, zbiorników i innych przestrzeni, które są trudno dostępne, chyba że za zgodą PRS. Stosowanie złączy nasuwkowych wewnątrz zbiorników może być dopuszczone tylko wówczas, gdy wewnątrz rurociągu znajduje się taka sama ciecz jak w zbiorniku.

15.3.4.12 Złącza nasuwkowe nieutwierdzone poosiowo mogą być stosowane tylko tam, gdzie wymagana jest kompensacja poosiowych zmian długości rurociągu. Stosowanie takich złączy jako głównych elementów łączących rurociąg jest niedopuszczalne.

15.3.4.13 Akceptowane zastosowania poszczególnych rodzajów i typów złączy mechanicznych, w zależności od klasy rurociągu i jego średnicy zewnętrznej d_z , podano w tabeli 15.3.4.13.

Tabela 15.3.4.13
Akceptowane zastosowania złączy mechanicznych

Typ złącza	Klasa rurociągu		
	I	II	III
ZŁĄCZA ŚRUBUNKOWE			
Spawane, lutowane	Tak (dla $d_z \leq 60,3$ mm)	Tak (dla $d_z \leq 60,3$ mm)	Tak
ZŁĄCZA ZACISKOWE			
Zakuwane	Tak	Tak	Tak
Zaciskane	Nie	Nie	Tak
Z pierścieniem zacinającym	Tak (dla $d_z \leq 60,3$ mm)	Tak (dla $d_z \leq 60,3$ mm)	Tak
Roztłaczane	Tak (dla $d_z \leq 60,3$ mm)	Tak (dla $d_z \leq 60,3$ mm)	Tak
ZŁĄCZA NASUWKOWE			
Utwardzone	Nie	Tak	Tak
Rowkowe	Tak	Tak	Tak
Przesuwne	Nie	Tak	Tak

15.3.4.14 Akceptowane zastosowania poszczególnych rodzajów złączy do poszczególnych instalacji rurociągów podano w tabeli 15.3.4.14.

Tabela 15.3.4.14
Akceptowane zastosowania złączy mechanicznych

Instalacje		Rodzaje złączy		
		Śrubunkowe	Zaciskowe ⁵⁾	Nasuwkowe
Czynniki palne o temperaturze zapłonu wyższej niż 60°C				
1	Paliwa ciekłego	Tak	Tak	Tak ^{2), 3)}
2	Oleju smarowego	Tak	Tak	Tak ^{2), 3)}
3	Oleju hydraulicznego	Tak	Tak	Tak ^{2), 3)}
Woda morska				
4	Zęzowe	Tak	Tak	Tak ¹⁾
5	Gaśnicze wodnohydrantowe i zraszające	Tak	Tak	Tak ³⁾
6	Gaśnicze pianowe	Tak	Tak	Tak ³⁾
7	Gaśnicze tryskaczowe	Tak	Tak	Tak ³⁾
8	Balastowe	Tak	Tak	Tak ¹⁾
9	Wody chłodzącej	Tak	Tak	Tak ¹⁾
10	Pomocnicze	Tak	Tak	Tak
Woda słodka				
11	Wody chłodzącej	Tak	Tak	Tak ¹⁾
12	Wody sanitarnej i pitnej	Tak	Tak	Tak

Instalacje		Rodzaje złączy		
		Śrubunkowe	Zaciskowe ⁵⁾	Nasuwkowe
Pozostałe czynniki				
13	Grawitacyjnych odpływów pomiędzy przedziałami wewnątrz statku	Tak	Tak	Tak ⁴⁾
14	Ścieków sanitarnych	Tak	Tak	Tak
15	Grawitacyjnych odpływów za burtę	Tak	Tak	Nie
16	Rurociągów odpowietrzających i pomiarowych dla zbiorników wody i przestrzeni pustych	Tak	Tak	Tak
17	Rurociągów odpowietrzających i pomiarowych dla zbiorników cieczy palnych o temperaturze zapłonu wyższej niż 60 °C	Tak	Tak	Tak ^{2), 3)}
18	Sprężonego powietrza rozruchowego i sterującego ¹⁾	Tak	Tak	Nie
19	Sprężonego powietrza (inne niż podano w 18)	Tak	Tak	Tak
20	Dwutlenku węgla (CO ₂) ¹⁾	Tak	Tak	Nie

Uwagi do tabeli 15.3.4.14:

- ¹⁾ Wewnątrz przedziałów maszynowych kategorii A można stosować wyłącznie złącza ognioodporne uznanego typu.
- ²⁾ Nie można stosować wewnątrz przedziałów maszynowych kategorii A oraz pomieszczeń mieszkalnych. Można stosować w innych przedziałach maszynowych, pod warunkiem umieszczenia w dobrze widocznym i łatwo dostępnym miejscu.
- ³⁾ Można stosować wyłącznie złącza ognioodporne uznanego typu.
- ⁴⁾ Można stosować wyłącznie powyżej pokładu wolnej burty.
- ⁵⁾ Jeżeli złącza zaciskowe zawierają jakiegokolwiek elementy, których własności w przypadku pożaru mogłyby łatwo ulec pogorszeniu, to złącza takie powinny być ognioodporne uznanego typu w przypadku zastosowania tam, gdzie od złączy nasuwkowych wymaga się ognioodporności.

15.3.4.15 Złącza mechaniczne powinny być montowane zgodnie z instrukcją montażu podaną przez producenta. Jeżeli do prawidłowego montażu złączy potrzebne są specjalne narzędzia lub przyrządy pomiarowe, to powinien je dostarczyć producent złączy.

15.4 Promienie gięcia rur

Średni promień gięcia rur stalowych i miedzianych przeznaczonych do pracy pod ciśnieniem wyższym niż 0,5 MPa lub z czynnikiem o temperaturze wyższej niż 60 °C oraz promień wygięć rur kompensacyjnych nie powinien być mniejszy niż 2,5*d*.

Jeżeli w procesie gięcia rury nie następuje ścienienie ścianki, to – po uzgodnieniu z PRS technologii gięcia – określone wyżej promienie gięcia mogą być zmniejszone.

15.5 Zabezpieczenia nadciśnieniowe rurociągów

15.5.1 Rurociągi, w których mogłoby powstać ciśnienie wyższe od roboczego, należy wyposażać w urządzenia zabezpieczające przed przekroczeniem tej wartości.

Odprowadzenie paliwa i oleju smarowego i innych olejów łatwo zapalnych z zaworów bezpieczeństwa na zewnątrz rurociągu jest niedopuszczalne.

15.5.2 Jeżeli na rurociągu jest przewidziany zawór redukcyjny, to należy za nim zainstalować manometr i zawór bezpieczeństwa. Zaleca się wykonanie bocznika dla każdego zaworu redukcyjnego.

15.6 Zabezpieczenie przed korozją

15.6.1 Stalowe rury rurociągów zęzowych, balastowych i wody zaburtowej, rury odpowietrzające, pomiarowe i przelewowe zbiorników wodnych i wodno-paliwowych po zakończeniu gięcia i spawania, należy zabezpieczyć przed korozją metodą uzgodnioną z PRS.

15.6.2 Jeżeli armatura denna i burtowa lub jej części wykonane są ze stopów miedzi, to należy przewidzieć zabezpieczenie przed korozją elektrolityczną kadłuba statku w jej obrębie, a także wszystkich elementów stykających się z tą armaturą.

15.6.3 Przy połączeniach ocynkowanych rurociągów wody zaburtowej z wykonanymi ze stopów miedzi kadłubami pomp, agregatów i wymienników ciepła oraz elementami armatury należy przewidzieć zabezpieczenia przed korozją elektrolityczną.

15.7 Izolacja rurociągów

15.7.1 Izolacja rurociągów powinna spełniać wymagania zawarte w punkcie 2.1.7.

15.7.2 Izolacja rurociągów chłodniczych powinna być zabezpieczona przed zawilgoceniem. W miejscach przejść przez grodzie i pokłady rurociągi nie powinny stykać się z nimi bezpośrednio, aby uniknąć tworzenia się mostków cieplnych.

15.7.3 Materiały przeciwpotne i kleje stosowane wraz z izolacją oraz izolacja armatury rurociągów mogą nie odpowiadać wymaganiom określonym w 15.7.1, jeżeli materiały te będą użyte w jak najmniejszych ilościach, a powierzchnie odsłonięte będą miały właściwości materiału WRP (patrz określenia w podrozdziale 1.2 z Części V – *Ochrona przeciwpożarowa*).

15.8 Armatura rurociągów

15.8.1 Zawory o średnicy przelotu większej niż 32 mm, w przypadku zastosowania wrzecion o ruchu obrotowym, powinny mieć pokrywy przymocowane do korpusów śrubami.

Pokrywy zaworów wkręcane na gwint powinny mieć skuteczne zabezpieczenie przed odkręcaniem się.

Nakrętka stożka kurka powinna być zabezpieczona przed odkręcaniem się względem stożka.

15.8.2 Armatura sterowana zdalnie za pomocą energii pomocniczej powinna mieć lokalne sterowanie ręczne, niezależne od sterowania zdalnego. Ręczne sterowanie nie powinno powodować uszkodzenia sterowania zdalnego.

W przypadku uszkodzenia układu sterowania, konstrukcja zaworów zdalnie sterowanych powinna zapewniać pozostawanie zaworów w położeniu nie powodującym stanów niebezpiecznych dla statku lub samoczynny powrót tych zaworów do takiego położenia.

15.8.3 Armaturę zaporową należy zaopatrzyć w przymocowane do niej tabliczki z napisem wyraźnie określającym jej przeznaczenie.

15.8.4 Dla armatury zdalnie sterowanej należy przewidzieć w miejscu sterowania tabliczki określające przeznaczenie armatury i zainstalować wskaźniki położenia (otwarte/zamknięte). W przypadku zastosowania armatury wyłącznie zdalnie zamykanej instalowanie takiego wskaźnika nie jest wymagane.

15.8.5 Armaturę umieszczaną na grodziach wodoszczelnych należy mocować śrubami dwustronnymi, wkręcanymi w kołnierze grodziowe lub należy mocować ją do przejść grodziowych.

Otwory dla śrub dwustronnych w kołnierzach grodziowych nie mogą być przelotowe.

15.8.6 Skrzynie zaworowe i zawory sterowane ręcznie powinny być usytuowane w miejscach zawsze dostępnych w warunkach normalnej eksploatacji.

15.9 Skrzynie zaworów dennych i burtowych, armatura denna i burtowa oraz otwory w poszyciu zewnętrznym

15.9.1 Armatura denna i burtowa oraz armatura instalowana na skrzyniach zaworów dennych i burtowych powinna być wykonana ze stali, staliwa lub brązu.

Żadne części armatury burtowej instalowanej poniżej pokładu oraz armatury dennej nie powinny być wykonane z materiałów, które w przypadku pożaru mogą łatwo ulec zniszczeniu.

15.9.2 Wrzeciona i części zamykające armatury dennej i burtowej powinny być wykonane z materiałów odpornych na korozyjne działanie wody morskiej.

15.9.3 Armatura poboru wody zaburtowej powinna być umieszczana bezpośrednio na skrzyniach zaworów dennych lub burtowych bądź na kołnierzach wzmacniających.

15.9.4 Rurociągi odpływowe o otwartych wlotach, przechodzące przez poszycie burtowe statku, zaleca się wykonywać z rur oraz wyposażać w armaturę zgodnie z tabelą 15.9.4.

Jako ogólną zasadę należy przyjąć, że rurociągi posiadające otwarte wloty w pomieszczeniach zamkniętych i wyprowadzone przez poszycie burtowe poniżej wodnicy maksymalnego zanurzenia należy wyposażać w armaturę zaporowo-zwrotną montowaną bezpośrednio na poszyciu burtowym. Jeżeli armatura ta nie jest montowana bezpośrednio na poszyciu, to rurociąg pomiędzy poszyciem a armaturą powinien być wykonany z rury o zwiększonej grubości ścianki.

15.9.5 Burtowe otwory wylotowe instalacji rurociągów silników głównych i mechanizmów pomocniczych, położone w przedziałach maszynowych, należy zaopatrzyć w łatwo dostępne zawory ze sterowaniem miejscowym. Urządzenia sterujące należy wyposażać we wskaźnik otwarcia i zamknięcia zaworu.

Wylotowe zawory burtowe powinny być typu zaporowo-zwrotnego, obciążone sprężyną. Dolna krawędź otworu wylotowego powinna być umieszczona nad wodnicą maksymalnego zanurzenia tak wysoko, jak to jest praktycznie możliwe.

Jeżeli dolna krawędź otworu leży wyżej niż 200 mm nad wodnicą maksymalnego zanurzenia, to zawór burtowy może być typu zaporowo-zwrotnego bez obciążenia sprężyną.

Jeżeli dolna krawędź otworu leży wyżej niż 300 mm nad wodnicą maksymalnego zanurzenia, a na rurociągu wewnątrz statku wykonana jest pętla, której dolna krawędź leży powyżej pokładu i co najmniej 500 mm nad wodnicą maksymalnego zanurzenia, to zawór burtowy może być typu zaporowego.

15.9.6 Urządzenia sterujące wlotową armaturą denną należy umieścić w łatwo dostępnych miejscach i wyposażać we wskaźniki jej otwarcia i zamknięcia. Zaleca się umieszczenie tych urządzeń ponad poziomem podłogi przedziału maszynowego.

Tabela 15.9.4
Zalecenia dotyczące rurociągów odpływowych

Pokład nadbudówki lub pokładówki	Odpływy z zamkniętych pomieszczeń znajdujących się poniżej pokładu wolnej burty lub na pokładzie wolnej burty				Odpływy z innych pomieszczeń													
	Wlot do rurociągu odpływowego na wysokości $< 0,01L$ ponad WMZ	Rurociąg wyprowadzony za burtę w rejonie przedziału maszynowego	Wlot do rurociągu odpływowego na wysokości:		Rurociąg wyprowadzony za burtę na wysokości > 450 mm poniżej pokładu wolnej burty lub < 600 mm ponad WMZ	Inne rurociągi odpływowe												
			$> 0,01L$ ponad WMZ	$> 0,02L$ ponad WMZ														
Pokład WB																		
0,02L ponad WMZ																		
0,01L ponad WMZ																		
WMZ																		
<p>Oznaczenia symboli:</p> <table border="0"> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </table>																		

Uwagi do tabeli 15.9.4

1. WMZ oznacza wodnicę maksymalnego zanurzenia.
2. WB oznacza pokład wolnej burty.
3. L oznacza długość statku wg definicji podanej w punkcie 1.2.3.2 z Części II – Kadłub.
4. Rurociąg o zwykłej grubości ścianki oznacza rurociąg, którego ścianka ma grubość nie mniejszą niż podano w kolumnie 4 tabeli 15.2.1-1, natomiast rurociąg o zwiększonej grubości ścianki oznacza rurociąg, którego ścianka ma grubość nie mniejszą niż podano w kolumnie 6 wspomnianej tabeli.

15.9.7 Armaturę denną i burtową statków z kadłubem metalowym należy instalować na przyspawanych kołnierzach wzmacniających.

Armaturę można instalować na przyspawanych do kołnierzy króćcach, pod warunkiem że będą one dostatecznie sztywne i możliwie najkrótsze.

Grubość ścianki króćca powinna być nie mniejsza niż minimalna grubość poszycia zewnętrznego kadłuba w skrajniku statku.

Otwory dla śrub mocujących nie powinny przechodzić przez poszycie i powinny kończyć się w przyspawanym kołnierzu wzmacniającym. Nie należy stosować podkładek z ołowiu lub innych materiałów, które mogą łatwo ulec zniszczeniu w razie pożaru.

15.9.8 Armatura denną i burtową statków z kadłubem drewnianym lub z tworzyw sztucznych może mieć kołnierze przykręcane do stalowych ocynkowanych lub brązowych kołnierzy, stanowiących wewnętrzne kadłubowe wzmocnienie poszycia. Otwory dla śrub mocujących kołnierze armatury na kołnierzach wzmacniających nie powinny przechodzić przez kołnierz wzmacniający, lecz powinny się kończyć w tym kołnierzu.

15.9.9 Liczbę otworów wylotowych w poszyciu zewnętrznym należy ograniczyć do niezbędnego minimum. W tym celu rurociągi o podobnym przeznaczeniu należy, w miarę możliwości, przyłączyć do wspólnych wylotów.

15.9.10 Rozmieszczenie otworów ssących i wylotowych w poszyciu zewnętrznym statku powinno wykluczać możliwość zasysania ścieków i innych nieczystości przez pompy wody zaburtowej.

15.9.11 Otwory w poszyciu zewnętrznym do skrzyń zaworów dennych i burtowych powinny być wyposażone w kraty ochronne; zamiast nich mogą być wykonane otwory lub szczeliny w kadłubie statku. Łączna powierzchnia otworów lub szczelin powinna być nie mniejsza niż 2,5-krotne łączne pole przekroju zainstalowanej armatury poboru wody zaburtowej. Średnice otworów lub szerokości szczelin w kratkach albo w poszyciu zewnętrznym powinny wynosić ok. 20 mm.

Jeżeli zastosowano przedmuchiwanie skrzyń zaworów dennych sprężonym powietrzem, to na rurociągach do przedmuchiwania należy zainstalować zawory zaporowo-zwrotne. Ciśnienie sprężonego powietrza w tej instalacji nie powinno przekraczać 0,5 MPa.

15.9.12 Jeżeli nie wynika to z wymagań zawartych w innych punktach, to w każdym przypadku na rurociągu przed i za każdą pompą wirową, mającą połączenie z zaworami dennymi i burtowymi, należy instalować zawory typu zaporowo-zwrotnego.

15.10 Prowadzenie rurociągów

15.10.1 Prowadzenie rurociągów przez konstrukcje wodoszczelne i przegrody pożarowe

15.10.1.1 Liczba przejść rurociągów przez grodzie wodoszczelne powinna być jak najmniejsza.

15.10.1.2 Przez gródź zderzeniową poniżej pokładu może przechodzić tylko jeden rurociąg do transportu cieczy znajdującej się w skrajniku dziobowym. Jeżeli skrajnik dziobowy podzielony jest grodzią wzdłużną na dwa przedziały wodoszczelne, to dopuszcza się dwa rurociągi – po jednym dla każdego z tych przedziałów.

Na każdym z tych rurociągów należy od strony skrajnika zainstalować, na przyspawanym kołnierzu wzmacniającym, zawór zaporowy sterowany z łatwo dostępnego miejsca na pokładzie.

Zaworu tego można nie instalować, jeżeli rurociąg ze skrajnika nie przechodzi przez zbiorniki i pomieszczenia mieszkalne.

15.10.1.3 Przejścia rurociągów przez grodzie wodoszczelne, pokłady i inne konstrukcje wodoszczelne powinny być wykonane za pomocą przejść grodziowych, kołnierzy grodziowych lub innych połączeń zapewniających szczelność konstrukcji.

Otwory na śruby mocujące nie powinny przechodzić przez konstrukcje wodoszczelne, lecz kończyć się w kołnierzu.

Nie należy stosować uszczeltek z ołowiu i innych materiałów łatwo ulegających zniszczeniu w przypadku pożaru.

Grubość ścianki rury kołnierzowego przejścia grodziowego, spawanego do wodoszczelnego pokładu lub grodzi, powinna być o 1,5 do 3 mm większa od grubości ścianki rury łączonej z tym przejściem, w zależności od jej średnicy.

15.10.1.4 Przejścia rurociągów przez przegrody pożarowe powinny być tak wykonane, aby ognioodporność przegrody nie uległa pogorszeniu.

15.10.2 Prowadzenie rurociągów w zbiornikach

15.10.2.1 Rurociągi wody do picia mogą być prowadzone przez zbiorniki paliwa i oleju, a rurociągi paliwa i oleju – przez zbiorniki wody do picia tylko w szczelnych tunelach stanowiących część konstrukcyjną zbiornika.

Rurociągi wody zaburtowej i oleju oraz rurociągi odpowietrzające, przelewowe i pomiarowe mogą być prowadzone poprzez zbiorniki paliwa bez zastosowania tuneli pod warunkiem użycia rur bez szwu, nie mających rozbieralnych złączy wewnątrz tych zbiorników. Jeżeli zastosowanie nierozbieralnych złączy jest niemożliwe, to należy stosować złącza kołnierzowe z uszczelkami odpornymi na działanie produktów naftowych.

15.10.2.2 Na rurociągach przechodzących przez zbiorniki bez zastosowania tunelu, kompensacja odkształceń powinna być zapewniona poprzez wykonanie wygięć rur w obrębie zbiorników.

W przypadku prowadzenia rurociągów w tunelach, wygięcia kompensacyjne zaleca się wykonywać poza tunelem.

15.10.3 Prowadzenie rurociągów w ładowniach i innych pomieszczeniach

15.10.3.1 Zamocowanie rurociągów należy tak wykonać, aby nie powodowało powstawania w nich naprężeń na skutek wydłużeń cieplnych, odkształceń kadłuba i drgań.

15.10.3.2 Rurociągi przechodzące przez ładownie, komory łańcuchowe i inne pomieszczenia, w których mogą one ulec uszkodzeniom mechanicznym, należy odpowiednio zabezpieczyć.

15.10.3.3 Przez ładownie nie należy prowadzić rurociągów paliwa, rurociągów hydraulicznych i rurociągów wodnych z wyjątkiem rurociągów zęzowych.

W wyjątkowych przypadkach, które podlegają odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS, rurociągi takie można prowadzić przez ładownie, ale tylko w tunelach lub stosując rury ze zgrubionymi ściankami oraz zabezpieczając je stalowymi osłonami o mocnej konstrukcji.

15.10.3.4 W żadnym przypadku nie należy prowadzić silnie nagrzewających się rurociągów przez przegrody wykonane z materiałów palnych.

15.10.3.5 Przez pomieszczenia mieszkalne i służbowe nie należy prowadzić rurociągów paliwa, z wyjątkiem prowadzonych przez pomieszczenia sanitarne rurociągów do pobierania paliwa wykonanych z rur o grubości ścianki nie mniejszej niż 5 mm i bez rozbieralnych złączy.

15.10.3.6 Rurociągi przeznaczone do prowadzenia gorących czynników i długie rurociągi prowadzone wzdłuż statku powinny mieć kompensatory lub dostateczną liczbę wygięć zapewniających swobodne wydłużanie się.

15.10.4 Prowadzenie rurociągów obok urządzeń elektrycznych

15.10.4.1 Ponad lub za głównymi i awaryjnymi rozdzielnicami oraz pulpitemi sterowania ważnymi urządzeniami i mechanizmami nie należy w żadnym przypadku prowadzić rurociągów znajdujących się pod ciśnieniem.

Z przodu i z boku tych urządzeń rurociągi można prowadzić, ale w odległości nie mniejszej niż 500 mm i pod warunkiem niestosowania w tym rejonie rozbieralnych złączy lub zastosowania specjalnych osłon.

15.10.4.2 Przez pomieszczenie, w którym zainstalowany jest główny kompas żyroskopowy, nie należy prowadzić rurociągów, z wyjątkiem rurociągów chłodzących ten kompas.

16 INSTALACJA ŻĘZOWA

16.1 Pompy

16.1.1 Na statku z własnym napędem i wyposażonym w silnik pomocniczy lub pomocniczy zespół prądotwórczy należy przewidzieć co najmniej dwie pompy żęzowe o napędzie mechanicznym.

Jako jedna z pomp żęzowych może służyć pompa napędzana przez silnik główny.

Jako pompy żęzowe mogą być użyte niezależne pompy wodne o wystarczającej wydajności. Jeżeli zgodnie z wymaganiami *Części V – Ochrona przeciwpożarowa* statek należy wyposażać w osobną pompę pożarową, to w instalacji żęzowej może być ona wykorzystana jedynie do awaryjnego osuszenia maszynowni.

16.1.2 Na statku z własnym napędem ale nie wyposażonym w silniki pomocnicze jedna pompa może być napędzana przez silnik główny, a jako druga pompa może być stosowana pompa ręczna. Wydajność pompy napędzanej przez silnik główny powinna być w takim przypadku nie mniejsza od wydajności pompy wody zaburtowej chłodzącej tenże silnik, a pompy ręcznej nie mniejsza niż 7,5 m³ /h.

16.1.3 Pompy żęzowe powinny być samozasysające. Zaleca się, aby jedna z pomp była typu tłokowego.

16.1.4 Każda pompa żęzowa z napędem mechanicznym wymagana w 16.1.1 i 16.1.2 powinna mieć wydajność nie mniejszą niż obliczona wg wzoru:

$$Q = \frac{5,65}{1000} D^2 \text{ [m}^3\text{/h]} \quad (16.1.4)$$

gdzie:

D – średnica wewnętrzna magistrali żęzowej, obliczona wg wzoru 16.2.1, [mm].

Jedna z wymaganych pomp może być zastąpiona dwiema, których łączna wydajność jest nie mniejsza niż obliczona wg powyższego wzoru.

16.1.5 Na statkach o długości do 12 m do osuszania przedziałów wodoszczelnych poza maszynownią można przewidzieć po 1 ręcznej pompie zęzowej, tłokowej lub przeponowej, o wydajności nie mniejszej niż 4,5 m³/h.

Rurociągi ssące tych pomp powinny być wykonane ze stali lub miedzi. Koszy ssących można nie instalować dla pomp przeponowych, które można szybko otworzyć i zamknąć bez użycia narzędzi.

16.1.6 Do osuszania zęz statków bez napędu mechanicznego, nie wyposażonych w napędzane mechanicznie urządzenia pomocnicze, należy zainstalować co najmniej dwie ręczne pompy tłokowe o łącznej wydajności nie mniejszej niż 4,5 m³/h.

Pompy powinny być umieszczone powyżej pokładu i powinny mieć dostateczną wysokość ssania. Zaleca się, aby statki bez napędu mechanicznego, ale mające źródło energii, były wyposażone w pompy z napędem mechanicznym, których liczba i wydajność powinny odpowiadać wymaganiom dla pomp ręcznych.

16.1.7 Pompy zęzowe mogą być wykorzystywane do obsługi rurociągów balastowych i do mycia pokładu.

16.2 Średnice rurociągów

16.2.1 Średnica wewnętrzna, D , magistrali zęzowej i odgałęzień ssących prowadzących bezpośrednio do pomp powinna być nie mniejsza niż średnica obliczona wg wzoru:

$$D = 1,68\sqrt{L(B + H)} + 25 \text{ [mm]} \quad (16.2.1)$$

gdzie:

L – długość statku, [m];

B – szerokość statku, [m];

H – wysokość boczna statku, [m].

i nie mniejsza niż wynika to z wymagań punktu 16.2.3.

16.2.2 Średnica wewnętrzna odgałęzień ssących przyłączonych do magistrali zęzowej oraz średnica rurociągów ssących ręcznych pomp osuszających powinna być nie mniejsza niż obliczona wg wzoru:

$$d = 2,15\sqrt{l(B + H)} + 25 \text{ [mm]} \quad (16.2.2)$$

gdzie:

l – długość osuszanego przedziału mierzona na jego dnie, [m];

B, H – patrz 16.2.1.

16.2.3 Średnica wewnętrzna magistrali zęzowej i odgałęzień ssących prowadzonych bezpośrednio do pomp powinna być nie mniejsza niż 50 mm i w żadnym przypadku nie powinna być mniejsza niż średnica króćca ssącego pompy.

16.2.4 Pole przekroju rurociągu łączącego ssącą skrzynię rozdzielczą z magistralą zęzową nie powinno być mniejsze od sumy pól dwóch największych odgałęzień połączonych z tą skrzynią, lecz nie większe od pola przekroju magistrali zęzowej.

16.3 Układ i połączenia rurowe

16.3.1 Układ rurowe żęzowych oraz ich odgałęzień ssących powinien być taki, aby zapewniał możliwość osuszenia każdego przedziału wodoszczelnego za pomocą każdej pompy wymaganej w 16.1.1. Wymaganie to nie dotyczy skrajników oraz zbiorników przeznaczonych do przewożenia cieczy.

Dla każdego pomieszczenia lub grupy pomieszczeń, które nie są osuszane rurowymi żęzowymi, należy przewidzieć możliwość usuwania wody w inny sposób.

16.3.2 Układ rurowe żęzowych powinien wykluczać możliwość przedostawania się tymi rurowymi wody zaburtowej do wnętrza statku i wody z jednego przedziału wodoszczelnego do drugiego. W tym celu zawory ssące skrzyń rozdzielczych rurowe żęzowych i zawory na odgałęzieniach ssących doprowadzonych bezpośrednio do magistrali powinny być typu zaporowo-zwrotnego. Nie należy stosować zaworów zwrotnych płytkowych.

Jeżeli pompa żęzowa może ssać również wodę z burty, to ssanie należy rozdzielić zaworem trójdrożnym z przelotem „L” lub zamontować dodatkowy zawór zaporowo-zwrotny na ssaniu z żęz. Dopuszczalne są także inne równoważne rozwiązania.

16.3.3 Układ ssących rurowe żęzowych i usytuowanie armatury powinny być takie, aby opory przepływu były jak najmniejsze oraz, jeżeli jest to możliwe, zapewnione było samoczynne zalewanie pomp wirowych tłoczoną cieczą (np. przez stworzenie odpowiedniego syfonowego zamknięcia wodnego).

16.3.4 Układ rurowe żęzowych powinien być taki, aby zapewniał możliwość osuszenia żęz maszynowni przez odgałęzienia połączone bezpośrednio z pompą, przy równoczesnym osuszaniu innymi pompami żęz pozostałych przedziałów.

16.3.5 Układ rurowe żęzowych powinien być taki, aby możliwa była praca jednej pompy w czasie, gdy pozostałe pompy są używane do innych celów.

16.3.6 Układ rurowe żęzowych powinien być taki, aby w przypadku użycia instalacji gaśniczej wodnej w danym przedziale możliwe było równoczesne osuszanie tego przedziału.

16.3.7 Rurowe żęzowe należy w zasadzie prowadzić poza zbiornikami dennymi. W przypadku konieczności prowadzenia rurowe żęzowych przez zbiorniki paliwa, oleju lub wody do picia, rurowe żęzowe te powinny odpowiadać wymogom zawartym w 15.10.2.1.

W przypadku prowadzenia rurowe żęzowych przez zbiorniki denne na otwartych końcach odgałęzień ssących należy instalować zawory zwrotne.

16.4 Osuszanie przedziałów maszynowych

16.4.1 Maszynownie, których wznios dna w kierunku burty jest równy 5° lub większy, powinny posiadać co najmniej dwa odgałęzienia ssące umieszczone w pobliżu płaszczyzny symetrii i połączone bezpośrednio do pomp wymaganych w punktach 16.1.1 i 16.1.2 w taki sposób, aby z każdego z nich była zapewniona możliwość ssania każdą z pomp żęzowych lub możliwość ssania z obu odgałęzień jedną pompą żęzową, dowolnie wybraną.

Przy wzniosie dna mniejszym niż 5° należy zainstalować dodatkowo po jednym odgałęzieniu ssącym na każdej burcie, przyłączonym do magistrali żęzowej.

16.4.2 Jeżeli pod podłogą maszynowni znajdują się zbiorniki rozciągające się od burty do burty lub rozmieszczone w inny sposób, to rozmieszczenie odgałęzień ssących podlega odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

16.4.3 Jeżeli maszynownia, której wznios dna w kierunku burt jest mniejszy niż 5° , znajduje się w rufowej części statku, to odgałęzienia ssące, o których mowa w punkcie 16.4.1, należy umieścić w dziobowej części przedziału maszynowego, przy burtach; powinna być zapewniona możliwość ssania z każdego z nich, każdą z pomp zęzowych lub możliwość równoczesnego ssania z obu odgałęzień jedną pompą zęzową, dowolnie wybraną. Dodatkowo, zależnie od kształtu rufowej części przedziału maszynowego, należy w niej umieścić jedno lub dwa odgałęzienia ssące, co podlega odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

16.4.4 Na odgałęzieniach ssących rurowych normalnego osuszania maszynowni należy zainstalować łatwo dostępne osadniki. Rury od osadników do zęz powinny być możliwie proste. Na dolnych końcach tych rur nie należy instalować koszy ssących.

16.4.5 Osadniki należy zaopatrzyć w łatwo otwierane pokrywy. Na statkach o długości nie przekraczającej 17 m zamiast osadników można stosować siatki oddzielające zanieczyszczenia, jeżeli jest zapewniony dostęp do ich oczyszczania.

16.4.6 Liczba i rozmieszczenie odgałęzień ssących w innych przedziałach maszynowych powinno być takie jak w ładowniach (patrz 16.5).

16.5 Osuszanie ładowni

16.5.1 Ładownie, których wznios dna w kierunku burt jest równy 5° lub większy, należy wyposażać w co najmniej jedno odgałęzienie ssące, umieszczone w pobliżu płaszczyzny symetrii statku.

Przy wzniosie mniejszym niż 5° należy zainstalować dodatkowo co najmniej po jednym odgałęzieniu ssącym po każdej burcie.

16.5.2 W wąskich końcach ładowni dopuszczalne jest zainstalowanie jednego odgałęzienia ssącego.

16.5.3 Jeżeli zęzy ładowni zakryte są ściśle przylegającymi płytami drewnianymi lub zdejmowalnymi pokrywami, to należy przewidzieć rozwiązania umożliwiające spływ do zęz wody zbierającej się w ładowni.

16.5.4 Jeżeli zachodzi konieczność zbudowania wjazdu do studzienki zęzowej, to należy umieścić go jak najbliżej kosza ssącego.

16.5.5 Jeżeli pod podłogą ładowni znajdują się zbiorniki rozciągające się od burty do burty lub rozmieszczone w inny sposób, to rozmieszczenie rurowych ssących podlega odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

16.5.6 Odgałęzienia ssące z ładowni i innych przedziałów należy zaopatrzyć w kosze ssące lub w siatki z otworami o średnicy od 8 do 10 mm. Łączna powierzchnia otworów powinna być nie mniejsza od dwukrotnej powierzchni przekroju danego odgałęzienia.

Kosze powinny być tak skonstruowane, aby można je było oczyścić bez rozłączania jakiegokolwiek połączenia odgałęzienia ssącego.

16.6 Osuszanie skrajników

Skrajniki, które nie są używane jako zbiorniki mogą być osuszane za pomocą osobnych pomp ręcznych, eżektorów wodnych lub przez bezpośredni spust, poprzez zawór samozamykający, do sąsiedniego pomieszczenia osuszanego pompą.

16.7 Osuszanie innych pomieszczeń

16.7.1 Komora łańcuchowa i magazyn bosmański mogą być osuszane za pomocą pomp ręcznych, eżektorów wodnych lub w inny sposób, uzgodniony z PRS.

16.7.2 Osuszanie pomieszczeń maszyny sterowej i innych małych przedziałów położonych nad skrajnikiem rufowym może być wykonane za pomocą pomp ręcznych lub eżektorów wodnych, albo rur ściekowych doprowadzonych do przedziału maszynowego. Rury ściekowe powinny być zaopatrzone w samozamykające się kurki, umieszczone w łatwo dostępnych miejscach. Średnica wewnętrzna rur ściekowych powinna być nie mniejsza niż 39 mm.

17 INSTALACJE RUROCIĄGÓW ODPOWIEZRZAJĄCYCH, PRZELEWOWYCH I POMIAROWYCH

17.1 Rury odpowietrzające

17.1.1 Zbiorniki przeznaczone do przechowywania cieczy, przedziały ochronne, skrzynie zaworów dennych i burtowych oraz skrzynie chłodnic poszyciowych należy wyposażyć w rury odpowietrzające.

Rury odpowietrzające skrzyń zaworów dennych i burtowych oraz skrzyń chłodnic poszyciowych powinny mieć średnicę nie mniejszą niż 30 mm i być wyposażone w zawory zaporowe, umieszczone bezpośrednio na tych skrzyniach (patrz też 15.9).

Rury odpowietrzające zbiorników przyległych do zewnętrznego poszycia kadłuba i rury odpowietrzające skrzyń zaworów dennych i burtowych oraz skrzyń chłodnic poszyciowych powinny być wyprowadzone powyżej pokładu otwartego.

17.1.2 Rury odpowietrzające zbiorniki należy wyprowadzać z górnej części zbiorników, z miejsca najbardziej oddalonego od wlotu rurociągu napełniającego. Liczba i rozmieszczenie rur odpowietrzających powinny być dobrane w zależności od kształtu i wielkości zbiornika, tak aby uniezwolnione było tworzenie się korków powietrznych.

17.1.3 Zbiorniki rozciągające się od burty do burty powinny mieć rury odpowietrzające wyprowadzone przy obu burtach. Rur odpowietrzających nie należy używać jako rur wlewowych, chyba że zbiornik ma więcej niż jedną rurę odpowietrzającą.

Rur odpowietrzających zbiorniki zawierające różne ciecze nie należy ze sobą łączyć.

17.1.4 Wysokość rur odpowietrzających mierzona od pokładu otwartego do powierzchni cieczy w rurze przy jej napełnieniu powinna wynosić co najmniej:

- 600 mm – na pokładzie wolnej burty,
- 380 mm – na pokładzie nadbudówki pierwszej kondygnacji.

17.1.5 Wyloty rur odpowietrzających na otwartych pokładach wolnej burty i pokładach nadbudówek pierwszej kondygnacji (patrz określenia w podrozdziale 1.2 z Części III – Wyposażenie kadłubowe) oraz wyloty znajdujące się powyżej tych pokładów w obrębie strefy ograniczonej kątem

zalewania (patrz określenia w podrozdziale 1.2 z Części IV – *Stateczność i wolna burta*) powinny być wyposażone w zamocowane na stałe, samoczynnie działające urządzenia – tzw. odpowietrzniki, typu uznanego przez PRS, uniemożliwiające przedostanie się wody zaburtowej do zbiorników. Wymóg ten nie dotyczy przedziałów zawsze wypełnionych wodą morską, takich jak skrzynie zaworów burtowych, skrzynie zaworów dennych i skrzynie chłodziń poszyciowych. Zakończenia rur odpowietrzających nie wyposażonych w odpowietrzniki należy wykonać w kształcie kolanka zwróconego wylotem w dół lub w inny sposób, uzgodniony z PRS.

Wymagania dotyczące konstrukcji i prób zamknięć rur odpowietrzających podano w *Publikacji Nr 33/P – Zamknięcia rurociągów odpowietrzających*.

17.1.6 Rurociągi odpowietrzające zbiorniki paliwa, oleju i innych cieczy łatwo zapalnych należy wyprowadzić na otwarty pokład w miejscach, gdzie wydobywające się z nich opary nie będą stwarzać zagrożenia pożarowego oraz wyposażyc w urządzenia zapobiegające przenikaniu płomienia, o konstrukcji uzgodnionej z PRS. Wolny przekrój takich urządzeń nie powinien być mniejszy od pola przekroju rury odpowietrzającej.

17.1.7 Rury odpowietrzające z nieogrzewanych zapasowych zbiorników oleju i zbiorników oleju zużytego, nie stanowiących części konstrukcyjnej kadłuba, można wyprowadzać do pomieszczenia, w którym zbiorniki te są umieszczone. Należy wykluczyć możliwość rozlania się oleju na urządzenia elektryczne i na nagrzane powierzchnie w przypadku nadmiernego napełnienia zbiornika.

17.1.8 Sumaryczna powierzchnia przekroju rur odpowietrzających zbiorniki napełniane grawitacyjnie powinna być nie mniejsza od łącznej powierzchni przekroju wszystkich rur, przez które ciecz może być równocześnie doprowadzana do zbiornika.

17.1.9 Sumaryczna powierzchnia przekroju rur odpowietrzających zbiorniki napełniane pompami okrętowymi lub lądowymi powinna wynosić co najmniej 1,25 pola przekroju rurociągu napełniającego zbiornik. W przypadku zastosowania rurociągu odpowietrzającego wspólnego dla kilku zbiorników/kolektora odpowietrzająco-przelewowego, powierzchnia przekroju tego rurociągu/kolektora powinna wynosić co najmniej 1,25 powierzchni przekroju wspólnego rurociągu do napełniania tych zbiorników (lub 1,25 łącznej powierzchni przekroju rurociągów napełniających do tych zbiorników, gdy są to niezależne rurociągi napełniające, a możliwe jest równoczesne napełnianie tych zbiorników), przy czym podłączenia rur odpowietrzających poszczególnych zbiorników do tego rurociągu/kolektora powinny znajdować się powyżej wodnicy maksymalnego zanurzenia, a w przypadku statków mających w symbolu klasy znak niezatapialności – powyżej wodnicy awaryjnej.

17.1.10 Jeżeli zbiornik napełniany za pomocą pomp okrętowych lub lądowych jest wyposażony w rurę przelewową, to sumaryczna powierzchnia przekroju rur odpowietrzających zbiornik powinna być nie mniejsza niż 1/3 pola przekroju rurociągu napełniającego, przy czym w każdym przypadku średnica rury odpowietrzającej powinna być nie mniejsza niż 50 mm. Jeżeli rury odpowietrzające kilka zbiorników wyposażonych w rury przelewowe są ze sobą połączone, to pole przekroju wspólnej rury odpowietrzającej powinno nie być mniejsze niż 1/3 pola przekroju wspólnej rury napełniającej te zbiorniki, przy czym należy spełnić wymaganie punktu 17.2.3.

Jeżeli zbiornik napełniany jest tylko grawitacyjnie, to rurociąg napełniający powinien mieć średnicę wewnętrzną nie mniejszą niż 38 mm dla zbiorników o pojemności powyżej 200 l i nie mniejszą niż 12 mm dla zbiorników o mniejszej pojemności, przy czym średnica rurociągu odpowietrzającego nie może być w żadnym przypadku mniejsza niż średnica rurociągu napełniającego.

Rury przechodzące przez pomieszczenia chłodzone powinny mieć średnicę wewnętrzną nie mniejszą niż 32 mm.

17.1.11 Układ rurociągów odpowietrzających powinien być taki, aby przy normalnym przegłębieniu i przechyle statku w żadnej ich części nie mogła zbierać się ciecz tworząca zamknięcia hydrauliczne.

17.1.12 Rurociągi odpowietrzające zbiorniki paliwa nie powinny mieć rozbieralnych złączy w obrębie pomieszczeń mieszkalnych i pomieszczeń chłodzonych.

17.1.13 U wylotów rur odpowietrzających należy umieścić tabliczki informacyjne.

17.1.14 Odpowietrzenie skrzyń korbowych silników spalinowych powinno odpowiadać wymaganiom punktu 3.2.1.

17.2 Rury przelewowe

17.2.1 Zbiorniki paliwa należy wyposażyć w rury przelewowe. Rur przelewowych można nie stosować, jeżeli instalacja paliwowa została tak wykonana, że wykluczona jest możliwość przelania się cieczy za burtę przy przyjmowaniu i przepompowywaniu paliwa.

17.2.2 Pole przekroju rur przelewowych powinno być takie, jak wymagane w 17.1.9 dla rur odpowietrzających.

17.2.3 Jeżeli rury przelewowe kilku zbiorników stanowiących konstrukcyjną całość z kadłubem statku, a położonych w różnych przedziałach wodoszczelnych, są podłączone do wspólnego rurociągu (kolektora), to połączenia z tym kolektorem, jak i sam kolektor powinny znajdować się powyżej wodnicy maksymalnego zanurzenia, a w przypadku statków mających w symbolu klasy znak niezatapialności – powyżej wodnicy awaryjnej.

17.2.4 Rur odpowietrzających będących zarazem rurami przelewowymi nie należy doprowadzać do rury odpowietrzającej zbiornik przelewowy, lecz bezpośrednio do tego zbiornika lub do innej doprowadzonej do niego rury przelewowej o wystarczającej średnicy.

17.2.5 Rury przelewowe zbiorników rozchodowych i osadowych paliwa należy doprowadzić do zbiorników położonych niżej.

17.2.6 Na zbiorniku przelewowym lub na pionowym odcinku rury przelewowej w dobrze widocznym i łatwo dostępnym miejscu należy umieścić wziernik ze szkła żaroodpornego albo urządzenie sygnalizujące przelewanie się paliwa.

17.3 Zbiorniki przelewowe

17.3.1 Pojemność zbiorników przelewowych paliwa powinna być nie mniejsza od 10-minutowej wydajności pompy transportowej paliwa.

17.3.2 Zbiornik przelewowy należy wyposażyć w ostrzegawczą sygnalizację świetlną i dźwiękową, informującą o napełnieniu zbiornika powyżej 75% jego objętości.

17.4 Rury i urządzenia pomiarowe

17.4.1 Każdy zbiornik i przedział ochronny oraz wszystkie zęzy i studzienki zęzowe, do których nie ma swobodnego dostępu, należy wyposażyć w rury pomiarowe wyprowadzone na otwarty pokład i zakończone zamknięciami pokładowymi lub w inne urządzenia do pomiaru poziomu cieczy, uznane przez PRS. Rury pomiarowe należy wyprowadzić w linii prostej lub z łagodną krzywizną, umożliwiającą łatwe przejście sondy, do miejsc łatwo dostępnych.

Rury pomiarowe zbiorników nie stanowiących konstrukcyjnej całości z kadłubem nie muszą być wyprowadzone na otwarty pokład.

17.4.2 Zamiast rur pomiarowych można stosować inne wskaźniki poziomu paliwa lub oleju, które powinny odpowiadać następującym wymaganiom:

- .1 Uszkodzenie wskaźnika lub przepełnienie zbiornika nie powinno powodować wycieku.
- .2 W przypadku stosowania wskaźników poziomu z wstawką przezroczystą, wstawka ta powinna być wykonana z nietłukącego się i żaroodpornego materiału (płaskiego szkła lub tworzywa sztucznego), nie tracącego przejrzystości pod wpływem paliwa i oleju.
- .3 Pomiędzy poziomowskazem a zbiornikiem powinien być zainstalowany kurek samozamykający usytuowany u dołu poziomowskazu. Kurek taki należy zainstalować również u góry poziomowskazu, jeżeli poziomowskaz jest połączony ze zbiornikiem poniżej najwyższego poziomu cieczy.

W przypadku zbiorników oleju o pojemności mniejszej niż 50 l instalowanie kurków samozamykających nie jest wymagane.

17.4.3 Jeżeli statek ma płaskie dno, a zęza lub zbiornik rozciąga się na całą jego szerokość, to rury pomiarowe należy wykonać po obu burtach.

17.4.4 Rury pomiarowe dennych zbiorników oleju i paliwa można wyprowadzać do wnętrza przedziału maszynowego lub tunelu wałów napędowych pod warunkiem spełnienia następujących wymagań:

- .1 zakończenia rur pomiarowych będą wyprowadzone w miejsca niezagrożone niebezpieczeństwem zapłonu lub też zastosowane środki konstrukcyjne będą wykluczały możliwość przypadkowego przedostania się oleju i paliwa z rur pomiarowych na nagrzane powierzchnie silników, przewodów spalinowych itp. oraz na maszyny i rozdzielnice elektryczne;
- .2 zakończenia rur pomiarowych będą wyposażone w kurki samozamykające, usytuowane co najmniej 0,5 m powyżej poziomu podłogi maszynowni. Poniżej kurka samozamykającego zostanie zainstalowany kurek kontrolny o małej średnicy umożliwiający sprawdzenie, czy w rurze pomiarowej znajduje się paliwo (olej);
- .3 rury pomiarowe nie będą używane do napełniania zbiorników, ani do ich odpowietrzania.

17.4.5 Rury pomiarowe dennych zbiorników wody można wyprowadzać do pomieszczeń znajdujących się nad nimi, jeżeli istnieje stały dostęp do tych pomieszczeń. Rury te powinny być wyposażone w kurki samozamykające i nie mogą one stanowić odpowietrzania zbiorników.

17.4.6 Pod każdą otwartą rurą pomiarową należy przewidzieć płytkę przeciwuderzeniową lub inne równorzędne urządzenie chroniące dno zbiornika przed uszkodzeniem sondą.

Przy stosowaniu zamkniętych rur pomiarowych ich dolne zakończenie należy odpowiednio wzmocnić.

17.4.7 Średnica wewnętrzna rur pomiarowych powinna być nie mniejsza niż 32 mm.

Rury pomiarowe przechodzące przez pomieszczenia chłodzone, w których temperatura może obniżyć się do 0 °C lub poniżej, jak też rury pomiarowe zbiorników wyposażonych w instalację do ogrzewania powinny mieć średnicę wewnętrzną nie mniejszą niż 50 mm. W obrębie pomieszczeń chłodzonych rury te należy izolować termicznie.

17.4.8 U wylotów rur pomiarowych należy umieścić tabliczki informacyjne.

17.4.9 Korki i gwintowane części zamknięć pokładowych powinny być wykonane z brązu, miedzi lub stali nierdzewnej. Zastosowanie innych materiałów podlega odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

17.4.10 Zamykająca się samoczynnie armatura rur pomiarowych zbiorników dennych paliwa powinna być odporna na korozję i wykonana w sposób wykluczający zaiskrzenie.

18 INSTALACJA SPALINOWA

18.1 Przewody spalinowe

18.1.1 Przewody spalinowe powinny być wyprowadzone na otwarty pokład, przy czym nie mogą one przechodzić przez pomieszczenia mieszkalne.

18.1.2 Jeżeli przewody spalinowe wyprowadzone są przez poszycie burtowe w pobliżu lub poniżej wodnicy ładunkowej, to należy przewidzieć odpowiednie urządzenie lub tak ukształtować rurociąg, aby uniemożliwić przedostawanie się wody zaburtowej do silnika. Rurociąg wewnątrz statku powinien tworzyć wówczas rodzaj pętli, której dolna krawędź znajduje się możliwie jak najwyżej ponad linią maksymalnego zanurzenia. Grubość ścianki odcinka rurociągu od dolnej krawędzi pętli do połączenia z poszyciem zewnętrznym powinna być nie mniejsza niż grubość poszycia kadłuba w tym miejscu.

18.1.3 Na statkach przeznaczonych do obsługi zbiornikowców przewożących ładunki o temperaturze zapłonu poniżej 60 °C oraz do obsługi statków przystosowanych do przewozu ładunków łatwopalnych lub niebezpiecznych, wszelkie przewody spalinowe należy wyposażać w urządzenia do tłumienia iskier – tzw. łapacze iskier, o konstrukcji uzgodnionej z PRS.

Alternatywnie przewody spalinowe można wyprowadzać przez poszycie burtowe (o ile producent urządzenia, z którego odprowadzane są spaliny dopuszcza taką możliwość), pod warunkiem że wylot będzie znajdować się co najmniej 0,3 m poniżej wodnicy statku pustego.

18.1.4 Przewodów spalinowych nie należy prowadzić w odległości mniejszej niż 450 mm od zbiorników paliwa (odległość mierzona od izolacji przewodu spalinowego). Temperatura na powierzchni izolacji nie powinna przekraczać 60 °C.

18.1.5 Każdy główny silnik spalinowy powinien mieć oddzielny przewód spalinowy wraz z tłumikiem. W uzasadnionych przypadkach PRS może wyrazić zgodę na odstępstwo od tego wymagania.

18.1.6 Przewody spalinowe silników pomocniczych można łączyć w przewód zbiorczy pod warunkiem zastosowania niezawodnie działających urządzeń bezpieczeństwa, zapobiegających:

- przejściu spalin z przewodu zbiorczego do nieczynnych silników,
- uszkodzeniu któregośkolwiek silnika przy rozruchu.

18.1.7 Przewody spalinowe należy mocować w taki sposób, aby zapewnić im możliwość odkształceń termicznych bez przenoszenia naprężeń na konstrukcję kadłuba.

18.1.8 Instalacja spalinowa nie powinna stwarzać zagrożenia pożarowego. Jeżeli przewody spalinowe prowadzone są przez miejsca, w których układa się skrzynie z rybami, sieci itp. to należy zaopatrzyć je w osłony zapewniające min. 10 cm odstęp dla swobodnego przepływu powietrza wokół rury.

18.1.9 Przy instalowaniu wymienników ciepła ogrzewanych spalinami i łapaczy iskier typu mokrego należy przewidzieć zabezpieczenia przed przedostawaniem się wody do silnika w przypadku powstania przecieku w przewodach wymienników ciepła albo z powodu innych defektów. Rury ściekowe należy odprowadzić do zęz przedziału maszynowego i zaopatrzyć w zamknięcia hydrauliczne.

18.1.10 Wymagania dotyczące przewodów spalinowych urządzeń grzewczych i kuchennych na paliwo ciekłe, stałe lub skroplony gaz podano w rozdziale 12.

19 INSTALACJA WENTYLACYJNA

19.1 Kanały wentylacyjne

19.1.1 Nie należy prowadzić kanałów wentylacyjnych przez grodzie wodoszczelne poniżej pokładu grodziowego.

19.1.2 Szyby i pionowe kanały wentylacyjne prowadzone przez pokłady wodoszczelne w obrębie jednego przedziału wodoszczelnego powinny być wodoszczelne i mieć wytrzymałość równą wytrzymałości miejscowych konstrukcji kadłuba na odcinku pomiędzy takimi wodoszczelnymi pokładami.

19.1.3 Kanały wentylacyjne powinny być zabezpieczone przed korozją albo wykonane z materiału odpornego na korozję.

19.1.4 Kanały wentylacyjne prowadzące do ładowni, przedziałów maszynowych lub innych pomieszczeń wyposażonych w instalację gaśniczą typu objętościowego powinny być wyposażone w zamknięcia, którymi można sterować z pokładu.

19.2 Rozmieszczenie głowic wentylacyjnych

Nawiewowe głowice wentylacyjne należy umieszczać na pokładach otwartych w miejscach, w których wykluczona jest możliwość zasysania par produktów naftowych oraz przedostawania się wody zaburtowej do przewodów wentylacyjnych.

Wysokość zrębnic głowic wentylacyjnych powinna odpowiadać wymaganiom podanym w *Części II – Kadłub*.

19.3 Wentylacja przedziałów maszynowych

Instalacja wentylacyjna powinna zapewniać dostateczny dopływ powietrza niezbędnego do pracy silników i opalanych paliwem urządzeń grzewczych w każdych warunkach pogodowych. Należy zapewnić wysysanie gazów cięższych od powietrza z dolnych części tych pomieszczeń oraz z miejsc pod podłogą, w których możliwe jest ich gromadzenie się. Instalacja powinna składać się z co najmniej dwóch kanałów tak wykonanych, aby wymiana powietrza była jak najskuteczniejsza. Co najmniej jeden z tych kanałów powinien kończyć się pod podłogą.

19.4 Wentylacja pomieszczeń i skrzyń akumulatorowych

19.4.1 Instalacja wentylacyjna (zarówno instalacja nawiewowa, jak i instalacja wyciągowa) pomieszczeń akumulatorów i skrzyń akumulatorowych powinna być niezależna i powinna zapewniać usuwanie powietrza z górnej części wentylowanych pomieszczeń i skrzyń.

Kanały wentylacyjne (kanały nawiewowe oraz kanały wyciągowe) powinny być gazoszczelne.

19.4.2 Powietrze nawiewane należy doprowadzać do dolnej strefy pomieszczeń i skrzyń.

19.4.3 Wyloty zewnętrzne kanałów wentylacyjnych powinny być tak wykonane, aby niemożliwe było przedostawanie się do ich wnętrza wody, opadów atmosferycznych i ciał stałych. Na kanałach tych nie należy instalować armatury zatrzymującej płomień. Otwory wylotowe wyciągowych kanałów wentylacyjnych powinny znajdować się w takich miejscach, w których usuwane gazy nie będą stwarzać zagrożenia pożarowego.

19.4.4 Wentylacja skrzyń akumulatorowych o mocy ładowania nie przekraczającej 0,2 kW może być wykonana za pomocą otworów w dolnej i górnej części skrzyni, umożliwiających usunięcie gazów. Prąd ładowania baterii należy określać zgodnie ze wskazówkami zawartymi w rozdziale 10 z *Części VII – Urządzenia elektryczne i automatyka*.

19.4.5 Wydatek powietrza, Q , dla wentylacji pomieszczenia lub skrzyni akumulatorów powinien być nie mniejszy niż wydatek oliczony wg wzoru:

$$Q = 0,11In \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (19.4.5)$$

gdzie:

I – znamionowy prąd ładowania podczas wydzielania się gazów, lecz nie mniejszy niż 0,25 największego prądu ładowania, [A];

n – liczba ogniów baterii.

19.4.6 Pole przekroju, F , kanału naturalnej wentylacji pomieszczeń i skrzyń akumulatorowych powinno być nie mniejsze niż określone wg wzoru:

$$F = 2,9Q \quad [\text{cm}^2] \quad (19.4.6)$$

i nie mniejsze niż 80 cm² dla akumulatorów ołowiowych i 120 cm² dla akumulatorów zasadowych,

gdzie:

Q – wydatek powietrza, [m³/h], określany wg wzoru 19.4.5.

19.4.7 Naturalną wentylację pomieszczeń można stosować, jeżeli spełnione będą poniższe wymagania:

- .1 niezbędna ilość powietrza obliczona ze wzoru 19.4.5 wynosi mniej niż 85 m³/h;
- .2 kąt odchylenia przewodu wentylacyjnego od pionu jest mniejszy niż 45°;
- .3 liczba zagięć kanału jest nie większa niż 2;
- .4 długość kanału wentylacyjnego nie przekracza 5 m;
- .5 działanie wentylacji nie zależy od kierunku wiatru;
- .6 pole przekroju kanału wentylacyjnego spełnia wymagania określone w 19.4.6.

19.4.8 Jeżeli wydatek powietrza obliczony według wzoru 19.4.5 wynosi 85 m³/h lub więcej, to pomieszczenie akumulatorowe należy wyposażyć w mechaniczną wentylację wyciągową.

19.4.9 Wewnętrzne powierzchnie wentylacyjnych kanałów wyciągowych oraz wentylatory i ich silniki należy odpowiednio zabezpieczyć przed działaniem oparów elektrolitu.

19.4.10 Silniki wentylatorów nie powinny być umieszczone w strumieniu usuwanych gazów.

Wentylatory powinny być tak wykonane, aby w maksymalnym stopniu wykluczona była możliwość iskrzenia.

19.4.11 Szczelina powietrza pomiędzy korpusem wentylatora a wirnikiem powinna być nie mniejsza niż 0,1 średnicy czopa łożyskowego wału wirnika oraz nie mniejsza niż 2 mm, lecz nie wymaga się, aby szczelina ta była większa niż 13 mm.

19.4.12 Otwory wlotowe do kanałów wentylacyjnych powinny być zabezpieczone przed przedostaniem się ciał obcych do korpusów wentylatorów osłonami z siatki o wymiarach oczka nie przekraczających 13 x 13 mm.

19.5 Wentylacja stacji gaśniczych

19.5.1 Stacje gaśnicze instalacji pianowej i instalacji na dwutlenek węgla należy wyposażać w skuteczną wentylację.

19.5.2 Stacje gaśnicze instalacji na dwutlenek węgla należy wyposażać w niezależną wentylację wyciągową z dolnych części stacji oraz w wentylację nawiewową.

Jeżeli stacja gaśnicza instalacji na dwutlenek węgla znajduje się poniżej pokładu otwartego, to wentylacja wyciągowa powinna być mechaniczna i zapewniać co najmniej 6 wymian powietrza na godzinę, a uruchomienie wentylatorów powinno następować automatycznie z chwilą otwarcia drzwi do stacji. Podczas pracy wentylatora w stacji powinien działać sygnał świetlny widoczny po otwarciu drzwi.

19.5.3 Wentylacja stacji gaśniczej instalacji na pianę lekką powinna zapewnić swobodny dopływ powietrza w ilości niezbędnej dla poprawnej pracy wytwornic piany.

20 INSTALACJA PALIWA CIEKŁEGO

20.1 Pompy

20.1.1 Do transportu paliwa należy przewidzieć pompę z napędem mechanicznym. Na statkach, na których dobowe zużycie paliwa nie przekracza 2 t, może to być pompa z napędem ręcznym.

20.1.2 Dla pomp transportowych paliwa oraz pomp wirówek, oprócz lokalnych urządzeń sterujących, należy zapewnić możliwość zatrzymywania z łatwo dostępnego miejsca usytuowanego poza pomieszczeniem, w którym są one zainstalowane.

20.2 Rurociągi i armatura

20.2.1 Rurociągi paliwa powinny być oddzielone od innych instalacji.

20.2.2 Rurociągi przewodzące paliwo pod ciśnieniem należy umieszczać w dobrze widocznych i dostępnych miejscach.

20.2.3 Rurociągów paliwa nie należy prowadzić nad silnikami spalinowymi, urządzeniami grzewczymi, rurociągami spalinowymi i innymi gorącymi powierzchniami.

W wyjątkowych przypadkach rurociągi paliwa można prowadzić nad tymi mechanizmami i urządzeniami, pod warunkiem że rurociągi w ich obrębie nie będą miały rozbieralnych złączy i w odpowiednich miejscach zostaną zainstalowane wanny ściekowe, uniemożliwiające przedostanie się paliwa na te mechanizmy i urządzenia.

20.2.4 Rurociągi ssące paliwa ze zbiorników rozchodowych i innych o pojemności ponad 50 l należy wyposażyć w zawory zaporowe, zainstalowane bezpośrednio na zbiornikach, zamykane również zdalnie z zawsze dostępnego miejsca poza pomieszczeniem, w którym one się znajdują.

20.2.5 Zawory instalacji paliwa powinny być zawsze łatwo dostępne.

20.3 Urządzenia do odwadniania zbiorników

Na zbiornikach osadowych i rozchodowych należy zainstalować zawory samozamykające i połączyć je rurociągami ze zbiornikiem ściekowym. Na rurociągach tych należy zainstalować przezierniki. Jeżeli pod zbiornikiem zainstalowano wannę ściekową, to zamiast przeziernika można zastosować lejek.

20.4 Urządzenia do zbierania przecieków paliwa

20.4.1 Przy zbiornikach nie stanowiących konstrukcyjnej całości z kadłubem statku, przy pompach, filtrach i innych urządzeniach, gdzie istnieje możliwość przeciekania paliwa, należy zainstalować wanny ściekowe.

20.4.2 Przyłączone do wanien rury ściekowe powinny być doprowadzone do zbiorników ściekowych. Nie należy odprowadzać rur ściekowych do zęz i do zbiorników przelewowych.

20.4.3 Wewnętrzna średnica rur odprowadzających przecieki powinna być nie mniejsza niż 25 mm.

20.4.4 Rury ściekowe powinny być doprowadzone możliwie jak najbliżej do dna zbiornika. Jeżeli zbiornik ściekowy umieszczony jest w dnie i jest zbiornikiem kadłubowym, to należy zastosować rozwiązania konstrukcyjne zapobiegające przedostawaniu się wody do przedziału maszynowego przez otwarte końce rur ściekowych w przypadku uszkodzenia poszycia zewnętrznego. Zaleca się stosowanie zaworów zwrotnych działających przy małej różnicy ciśnień.

Należy przewidzieć sygnalizację ostrzegającą o osiągnięciu górnego dopuszczalnego poziomu w zbiorniku.

20.5 Pobieranie paliwa do zbiorników

20.5.1 Pobieranie paliwa ciekłego na statek powinno odbywać się przez stały rurociąg, zaopatrzone w niezbędną armaturę zapewniającą doprowadzenie paliwa do wszystkich głównych zbiorników paliwa.

Rurociąg do napełniania zbiorników paliwem powinien być doprowadzony możliwie jak najbliżej do dna zbiornika.

20.5.2 Rurociągi do napełniania zbiorników paliwem powinny przechodzić przez ściankę zbiornika w jego górnej części. Jeżeli takie wykonanie jest niemożliwe, to rurociągi napełniające powinny mieć zawory zwrotne zainstalowane bezpośrednio na zbiornikach.

Jeżeli rura napełniająca jest używana jako rura rozchodowa, to zamiast zaworu zwrotnego należy zainstalować zawór odcinający, zamykany zdalnie ze stale dostępnego miejsca poza pomieszczeniem, w którym znajduje się zbiornik.

20.6 Zbiorniki paliwa

20.6.1 Konstrukcja zbiorników paliwa nie stanowiących konstrukcyjnej całości z kadłubem statku powinna wytrzymać ciśnienie próbne równe ciśnieniu słupa wody o wysokości 2,5 m ponad górną krawędź zbiornika (0,025 MPa). W razie konieczności należy zastosować odpowiednie przegrody przelewowe.

Jeżeli napełnianie zbiornika odbywa się pompą poprzez przyłącze, to ciśnienie próbne powinno odpowiadać ciśnieniu, jakie może powstać w momencie przelania się paliwa przez rurociąg odpowietrzający lub przelewowy, powiększonemu o 0,025 MPa.

Zbiorniki wstawiane ze stali węglowej, stali nierdzewnej, stopów aluminium oraz zabudowane zbiorniki z GRP (poliestru wzmocnionego włóknem szklanym), gdy względy wytrzymałości nie wymagają większych grubości, powinny posiadać grubości ścianek nie mniejsze niż podano w tabeli 20.6.1. Zastosowany materiał powinien posiadać atest producenta.

Tabela 20.6.1
Minimalne grubości ścianek zbiorników paliwowych wstawianych

Pojemność zbiornika paliwa [l]	Minimalne grubości ścianek [mm] w zależności od rodzaju materiału			
	Stal węglowa	Stal nierdzewna	Stop aluminium odporny na działanie wody morskiej	Poliester wzmocniony włóknem szklanym GRP
0 - 49	1,5	0,8	4,0	4,0
50 - 99	3,0	0,8	4,0	4,0
100 - 199	3,0	1,0	4,0	4,0
200 - 999	5,0	3,0	6,0	5,0
1000 i więcej	5,0	4,0	7,0	5,0

Dopuszczalne rodzaje spawania zbiorników:

- doczołowe,
- pachwinowe dwustronne z przetopem,
- pachwinowe jednostronne z przetopem,
- pachwinowe dwustronne przy grubości blachy do 3 mm.

Możliwość zastosowania innych rodzajów spawania podlega odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

Zbiorników paliwa wykonanych ze stopów aluminium oraz z GRP nie wolno instalować w przedziałach maszynowych ani w pomieszczeniach dla farb i lakierów. Jeżeli takie zbiorniki paliwa przylegają do pomieszczeń, w których znajdują się instalacje wytwarzające ciepło, to należy oddzielić je przedziałem ochronnym, którego grodziec powinna być izolowana wełną mineralną o grubości co najmniej 15 mm lub materiałem równoważnym, z niepalnym pokryciem olejoshzczelnym.

20.6.2 Zbiorniki paliwa powinny być oddzielone od zbiorników wody pitnej i oleju smarowego przedziałami ochronnymi spełniającymi wymagania podane w *Części II – Kadłub*.

20.6.3 Zbiorniki rozchodowe nie powinny być kadłubowymi zbiornikami burtowymi ani dennymi, mogą one jednak stanowić szczelnie wygrozdzone części kadłubowych zbiorników burtowych, pod warunkiem że żadna z ich ścian nie będzie poszyciem burtowym statku.

20.6.4 Rozmieszczenie zbiorników paliwa w przedziałach maszynowych powinno odpowiadać wymaganiom punktu 2.2.2.

20.6.5 Na statkach drewnianych i statkach z laminatów poliestrowo-szklanych zbiorniki paliwa nie powinny bezpośrednio przylegać do pomieszczeń mieszkalnych. Przestrzeń powietrzna między zbiornikiem paliwa a pomieszczeniem mieszkalnym powinna być skutecznie wentylowana.

Zbiorniki paliwa nie powinny w zasadzie znajdować się w przedziałach maszynowych, a jeżeli tam się znajdują, to powinny być wykonane ze stali lub innego równoważnego pod względem ognioodporności materiału.

20.6.6 Zbiorniki paliwa wstawiane powinny być malowane na jasny kolor i umieszczone w takiej odległości od poszycia, aby można było wzrokowo wykryć ewentualne przecieki paliwa.

20.6.7 Zbiorniki paliwa umieszczone na otwartych pokładach i nadbudówkach oraz w innych miejscach narażonych na wpływy atmosferyczne należy zabezpieczyć przed działaniem promieni słonecznych.

20.6.8 Zbiorników paliwa nie należy umieszczać w skrajniku dziobowym.

20.7 Doprowadzenie paliwa do silników spalinowych

20.7.1 Wyposażenie systemu paliwowego powinno zapewniać doprowadzenie do silnika paliwa przygotowanego i oczyszczonego w stopniu wymaganym dla danego silnika (patrz też 3.2.10).

Zaleca się stosować odwadniacze paliwa.

20.7.2 W instalacjach, w których paliwo doprowadzane jest do silnika głównego przez zawieszoną na nim pompę podającą, należy zastosować środki zapewniające doprowadzanie paliwa do silnika w przypadku awarii pompy podającej. W tym celu może być użyty odpowiednio wysoko umieszczony zbiornik rozchodowy i awaryjne połączenie omijające pompę podającą. Przed tłokową pompą podającą należy umieścić siatkowy filtr zgrubny, odpowiedni dla tej pompy.

20.7.3 Doprowadzenie paliwa ze zbiornika rozchodowego do silnika zespołu prądotwórczego powinno odbywać się osobnym rurociągiem.

20.8 Doprowadzenie paliwa do urządzeń grzewczych i kuchennych

Wymagania dotyczące doprowadzenia paliwa ciekłego do urządzeń grzewczych i kuchennych podano w podrozdziale 12.1.

21 INSTALACJA OLEJU SMAROWEGO

21.1 Pompy

Każdy silnik główny i pomocniczy oraz ich przekładnie i układy napęniania sprzęgieł hydraulicznych powinny mieć własne niezależne układy smarowania.

21.2 Doprowadzenie oleju smarowego do silników spalinowych i przekładni

21.2.1 Końce rur ściekowych z miski olejowej silnika do zbiornika obiegowego należy tak rozmieszczać, aby podczas pracy silnika były one stale zanurzone w oleju. Rury ściekowe dwóch lub więcej silników nie powinny się ze sobą łączyć.

21.2.2 Rurociąg instalacji oleju smarowego nie powinien mieć połączeń z rurociągami o innym przeznaczeniu, z wyjątkiem połączenia z wirówkami, które mogą być używane do oczyszczania paliwa, pod warunkiem zastosowania skutecznych rozwiązań konstrukcyjnych całkowicie uniemożliwiających zmieszanie się paliwa z olejem.

Przy zastosowaniu wirówek do oleju smarowego należy przewidzieć środki uniemożliwiające zmieszanie się oleju silnika głównego z olejem silników pomocniczych, jeżeli są one różnych gatunków.

21.2.3 Na rurociągach instalacji smarowania obiegowego należy zainstalować:

- .1 na rurociągu ssącym pomp obsługujących przekładnie zębate – filtr magnetyczny;
- .2 na rurociągu ssącym pomp – jeden filtr zgrubny (siatkowy);
- .3 na rurociągu tłoczącym pompy obsługującej silnik główny – w zasadzie dwa filtry równoległe, jeden przełączalny filtr podwójny lub jeden filtr samooczyszczający się (patrz też 3.2.12).

21.2.4 W przypadku zdalnego uruchamiania silnika lub mechanizmu wymagającego wstępnego smarowania, smarowanie to powinno odbywać się automatycznie przed uruchomieniem mechanizmu, a jego wykonanie powinno warunkować możliwość uruchomienia mechanizmu.

21.2.5 Przepustowość każdego filtra oleju smarowego powinna być co najmniej o 10 % większa od wydajności największej pompy.

21.3 Zbiorniki oleju smarowego

21.3.1 Zbiorniki oleju smarowego należy oddzielić od zbiorników paliwa ciekłego przedziałami ochronnymi.

21.3.2 Zbiorniki obiegowe powinny być w każdym przypadku oddzielone od zewnętrznego poszycia dna przedziałem ochronnym.

21.3.3 Rurociągi odprowadzające olej ze zbiorników poza dnem podwójnym należy zaopatrzyć w zawory zaporowe zainstalowane bezpośrednio na zbiornikach.

21.3.4 Jeżeli przewidziano elektryczny podgrzewacz oleju smarowego, to powinny być spełnione wymagania podrozdziału 12.4 z *Części VII – Urządzenia elektryczne i automatyka*.

21.3.5 W odniesieniu do zbiorników oleju smarowego usytuowanych w przedziałach maszynowych powinny być spełnione wymagania punktów 2.2.2, 20.4.1 oraz (w zakresie dotyczącym miejsca zainstalowania) 20.6.1.

21.3.6 Jeżeli w celu okresowej wymiany oleju przewiduje się jego spust przewodem elastycznym z miski olejowej silnika, to zawór odcinający na silniku (przed przewodem elastycznym), powinien być wykonany z odpowiedniego materiału i być skutecznie zabezpieczony przed samoczynnym otwarciem się.

22 INSTALACJA WODY CHŁODZĄCEJ

22.1 Pompy

22.1.1 Każdy silnik napędu głównego chłodzony cieczą powinien posiadać, zależnie od przyjętego systemu chłodzenia, odpowiednią zasadniczą zawieszoną pompę obiegu otwartego, zamkniętego lub obu oddzielnie. Statki z jednym silnikiem głównym, otrzymujące w symbolu klasy znak ograniczenia rejonu żeglugi I lub II, powinny posiadać instalację chłodzenia silnika głównego wykonaną w taki sposób, aby w przypadku niesprawności zasadniczej pompy zawieszonej można było, po odpowiednim przełączeniu zaworów, włączyć w jej miejsce inną odpowiednią pompę o wystarczającej wydajności. W tym celu może być wykorzystana pompa ogólnego użytku (wykorzystywana tylko do przetłaczania czystej wody), pompa pożarowa lub inna odpowiednia pompa

zawieszona na silniku głównym bądź z niezależnym napędem lub – jeżeli producent silnika dopuszcza taką możliwość – czasowe włączenie obiegu wody morskiej do obiegu wody słodkiej; to ostatnie rozwiązanie nie jest jednak zalecane.

Praca silnika z wyżej wymienionymi przyłączonymi pompami rezerwowymi powinna być sprawdzona w czasie prób statku.

Inne równoważne rozwiązania każdorazowo wymagają uzgodnienia z PRS.

22.1.2 Na rurociągach przed każdym silnikiem należy zainstalować zawór umożliwiający regulację przepływu wody chłodzącej.

22.2 Układ i połączenia rurociągów

22.2.1 Dopływ wody zaburtowej do instalacji wody chłodzącej należy zapewnić przez co najmniej dwa zawory, z których jeden powinien być umieszczony na dnie statku, a drugi na burcie. Zawory te powinny być ze sobą połączone, a wodę do chłodzenia należy pobierać z łączącej je magistrali. Pokręta zaworów dennych powinny być umieszczone w łatwo dostępnym miejscu nad podłogą.

22.2.2 Jeżeli zawory (skrzynie) poboru wody zaburtowej nie są przedmuchiwane sprężonym powietrzem, to należy przewidzieć w to miejsce podłączenie wody z odlotu chłodzenia silnika głównego przez zawór zaporowo-zwrotny.

22.2.3 W przypadku stosowania złączy elastycznych w instalacji wody zaburtowej przy urządzeniach sterujących zaworami odcinającymi dopływ wody zaburtowej do takich złączy należy umieścić tabliczki informacyjne o obowiązku zamykania zaworów po odstawieniu maszynowni z ruchu.

22.3 Filtry wody chłodzącej

Na rurociągach poboru wody zaburtowej do instalacji chłodzenia głównych i pomocniczych silników spalinowych należy zainstalować filtry. Czyszczenie filtrów nie może powodować konieczności zatrzymywania dopływu wody chłodzącej do silników ani używania narzędzi do ich otwarcia. Korpusy filtrów nie mogą być wykonane z żeliwa ani ze stopu aluminium.

22.4 Chłodzenie silników spalinowych

22.4.1 W instalacji chłodzenia silnika wodą słodką należy przewidzieć zbiornik wyrównawczy wody słodkiej, w którym poziom wody powinien być wyższy od najwyższego poziomu wody w silniku. Zbiornik wyrównawczy powinien być przyłączony do rurociągów ssących pomp i może być wspólny dla instalacji chłodzenia kilku silników.

Usytuowanie rurociągu wylewowego w instalacji chłodzenia silników powinno zapewnić pokrycie wodą najwyższej położonych powierzchni chłodzonych silników, chłodnic wody i oleju oraz uniemożliwić powstawanie zastoju wody i zapowietrzenie się instalacji. Wykorzystanie ciepła z chłodzenia silników do ogrzewania pomieszczeń powinno odbywać się wyłącznie przez oddzielny wymiennik ciepła z rurociągiem bocznikującym.

22.4.2 Jeżeli powietrze do chłodzenia silnika jest pobierane z przedziału maszynowego, to jego temperatura nie powinna przekraczać 45 °C. Powietrze chłodzące silnik powinno być odprowadzane na zewnątrz przedziału maszynowego do atmosfery i nie może być wykorzystywane do bezpośredniego ogrzewania pomieszczeń.

23 INSTALACJA SPRĘŻONEGO POWIETRZA

23.1 Liczba zbiorników i zapas powietrza rozruchowego

23.1.1 Zapas sprężonego powietrza do rozruchu silników głównych i działania ich układów sterowania powinien być przechowywany w co najmniej dwóch zbiornikach, tak zainstalowanych, aby mogły być użytkowane niezależnie. W każdym z tych dwóch zbiorników powinien być przechowywany zapas powietrza rozruchowego nie mniejszy niż połowa zapasu wymaganego w 23.1.2. W przypadku stosowania gwizdka elektrycznego zapas powietrza można przechowywać w jednym zbiorniku.

23.1.2 Zapas sprężonego powietrza do rozruchu głównych silników nienawrotnych, napędzających śruby o skoku nastawnym lub połączonych z innymi mechanizmami umożliwiającymi rozruch bez wstępnego obciążenia, powinien wystarczać do wykonania co najmniej 6 rozruchów każdego silnika ze stanu zimnego. Dla silników nawrotnych zapas sprężonego powietrza rozruchowego powinien wystarczyć do wykonania co najmniej 12 kolejnych rozruchów naprzód i wstecz każdego silnika ze stanu zimnego.

23.1.3 Do rozruchu silnika pomocniczego lub zespołu, z którego można uruchomić sprężarkę, należy przewidzieć co najmniej jeden zbiornik sprężonego powietrza o pojemności wystarczającej do wykonania 6 rozruchów.

W przypadku zastosowania jednego zbiornika sprężonego powietrza należy przewidzieć możliwość dopełnienia go ze zbiorników przeznaczonych do rozruchu silników głównych, należy jednak uniemożliwić przepływ powietrza w kierunku przeciwnym.

23.1.4 W przypadku instalowania specjalnego zbiornika powietrza dla gwizdka, jego pojemność powinna być wystarczająca do ciągłego działania gwizdka przez 2 minuty, przy czym godzinowa wydajność sprężarki powinna być nie mniejsza niż ilość powietrza konieczna do ciągłego działania gwizdka przez 8 minut.

Jeżeli przewiduje się pobór powietrza ze zbiornika dla gwizdka również do innych celów, to należy odpowiednio zwiększyć pojemność tego zbiornika oraz zastosować automatyczne dopełnianie lub sygnalizację działającą w przypadku, gdy ilość powietrza w zbiorniku zmniejszy się do ilości wymaganej dla gwizdka.

23.1.5 Z jednego z dwóch zbiorników powietrza rozruchowego, o których mowa w 23.1.1, można przewidzieć pobór powietrza do rozruchu silników pomocniczych, działania gwizdka i innych celów pod warunkiem odpowiedniego zwiększenia pojemności tych zbiorników lub zastosowania automatycznego ich dopełniania albo sygnalizacji przy spadku ciśnienia w zbiorniku, uruchamianej zanim spadek osiągnie wartość 0,5 MPa poniżej ciśnienia roboczego.

23.1.6 W dokumentacji instalacji sprężonego powietrza należy podać:

- .1 zużycie sprężonego powietrza dla 6 rozruchów silnika głównego ze stanu zimnego przy nominalnym ciśnieniu początkowym i temperaturze otoczenia 0 °C;
- .2 jak w .1 – dla silnika pomocniczego;
- .3 przy warunkach otoczenia jak w .1 – dla 8 minut ciągłego działania zastosowanego gwizdka.

23.2 Sprężarki

23.2.1 Powinny być co najmniej dwie sprężarki, przy czym jedna z nich może być sprężarką zawieszoną na silniku głównym. Zamiast sprężarki napędzanej przez silnik główny można stosować urządzenia do ładowania zbiorników rozruchowych bezpośrednio z cylindrów silnika.

23.2.2 Na statkach otrzymujących w symbolu klasy znak ograniczenia rejonu żeglugi III, na których moc znamionowa silnika głównego nie przekracza 88 kW i nie ma silników pomocniczych, jedna ze sprężarek może mieć napęd ręczny.

W każdym innym przypadku sprężarka z napędem ręcznym może być traktowana tylko jako sprężarka dodatkowa, np. do napełniania zbiornika sprężonego powietrza rozruchowego dla silnika pomocniczego, który ma równocześnie inny rodzaj rozruchu.

23.2.3 Całkowita wydajność sprężarek z napędem mechanicznym powinna być wystarczająca do napełnienia w ciągu 1 godziny zbiorników sprężonego powietrza rozruchowego dla silnika głównego od ciśnienia atmosferycznego do ciśnienia niezbędnego dla wykonania wymaganej liczby rozruchów i nawrotów, określonej w 23.1.2.

23.2.4 Wydajność sprężarki z napędem ręcznym, przewidzianej w 23.2.2, powinna być wystarczająca do napełnienia w ciągu 1 godziny jednego zbiornika sprężonego powietrza rozruchowego dla silnika głównego, od ciśnienia atmosferycznego do ciśnienia niezbędnego dla wykonania wymaganej liczby rozruchów i nawrotów, określonej w 23.1.2.

23.3 Zbiorniki sprężonego powietrza rozruchowego

23.3.1 Konstrukcja zbiorników podlega zatwierdzeniu przez PRS.

23.3.2 Każdy zbiornik i każdą grupę połączonych zbiorników należy wyposażyć w nieodłączalny zawór bezpieczeństwa.

23.3.3 Zawory bezpieczeństwa powinny być typu sprężynowego.

23.3.4 Zawory bezpieczeństwa powinny mieć taką przepustowość, aby w każdych warunkach ciśnienie robocze nie mogło być przekroczone o więcej niż 10%.

23.3.5 Konstrukcja zaworów bezpieczeństwa powinna umożliwiać ich plombowanie lub równorzędne zabezpieczenie przed wykonywaniem regulacji przez osoby nieupoważnione. Sprężyny oraz powierzchnie uszczelniające zaworów powinny być wykonane z materiałów odpornych na korozję.

23.3.6 Każdy zbiornik należy wyposażyć w armaturę zaporową, umieszczoną bezpośrednio na korpusie, przeznaczoną do odłączania go od przyłączonych do niego rurociągów.

23.3.7 Każdy zbiornik i każdą grupę połączonych zbiorników należy wyposażyć w manometr. Taki sam manometr należy zainstalować również przy stanowisku sterowania na mostku nawigacyjnym.

23.3.8 Zawory bezpieczeństwa zbiorników powietrza rozruchowego dla silników głównych i pomocniczych po otwarciu powinny całkowicie przerwać wylot powietrza, zanim ciśnienie w zbiorniku spadnie poniżej 0,85 ciśnienia roboczego.

23.3.9 Jeżeli sprężarki, zawory redukcyjne lub rurociągi, z których powietrze jest podawane do zbiorników, są wyposażone w zawory bezpieczeństwa tak wyregulowane, że niemożliwe jest podawanie do zbiorników powietrza o ciśnieniu wyższym od roboczego, to na tych zbiornikach zamiast zaworów bezpieczeństwa można instalować płytki topikowe.

23.3.10 Płytki topikowe powinny ulegać stopieniu w temperaturze 100÷130 °C. Na płytce topikowej powinna być wybita temperatura stopienia się. Na zbiornikach sprężonego powietrza o pojemności powyżej 700 l należy instalować płytki topikowe o średnicy co najmniej 10 mm.

23.3.11 Każdy zbiornik sprężonego powietrza należy wyposażyć w urządzenia odwadniające. Zbiorniki instalowane w położeniu poziomym powinny mieć urządzenia odwadniające na obu końcach.

23.4 Układ i połączenia rurociągów

23.4.1 Rurociągi służące do ładowania zbiorników powietrza rozruchowego powinny być do nich doprowadzone bezpośrednio ze sprężarek i powinny być całkowicie oddzielone od rurociągów rozruchowych.

23.4.2 Na rurociągu tłoczącym sprężarki należy zainstalować zawór zaporowo-zwrotny.

23.4.3 Powinna istnieć możliwość napełniania każdego zbiornika powietrza rozruchowego wymienionego w 23.1 przez każdą sprężarkę wymienioną w 23.2.

23.4.4 Temperatura sprężonego powietrza wpływającego do zbiornika z zaworu ładowania na silniku nie powinna przekraczać 90 °C. W razie potrzeby należy zainstalować chłodnicę.

23.4.5 Rurociągów ładowania sprężonego powietrza z cylindrów silnika nie należy prowadzić pod podłogą.

23.4.6 Połączenia między zbiornikami sprężonego powietrza rozruchowego silników głównych powinny być wykonane w taki sposób, aby z obu zbiorników można było uruchomić silnik główny, żeby powietrze nie mogło przepływać z jednego zbiornika do drugiego i aby pobór powietrza do innych ewentualnych celów mógł się odbywać tylko z jednego zbiornika przez zawór zaporowo-zwrotny.

23.4.7 Rurociągi sprężonego powietrza powinny być prowadzone w sposób uniemożliwiający tworzenie się korków wodnych.

23.4.8 Na rurociągu doprowadzającym powietrze do każdego silnika przed jego zaworem rozruchowym należy zainstalować zawór zwrotny.

23.4.9 Przy doprowadzeniu sprężonego powietrza do skrzyń zaworów dennych należy uwzględnić wymagania punktu 15.9.11.

23.4.10 Zabezpieczenie nadciśnieniowe rurociągów powinno odpowiadać wymaganiom podrozdziału 15.5.

24 WYMAGANIA TECHNICZNE W ZAKRESIE OCHRONY ŚRODOWISKA MORSKIEGO

W zakresie ochrony środowiska morskiego przed zanieczyszczeniem należy spełnić odpowiednie wymagania podane w *Przepisach nadzoru konwencyjnego statków morskich, Część IX – Ochrona środowiska*.

25 WYMAGANIA DODATKOWE DLA STATKÓW ZE WZMOCNIENIAMI LODOWYMI – znak: Lm1

25.1 Na statkach ze wzmocnieniami lodowymi moc silników głównych, mierzona na sprzęgle łączącym napęd z linią wałów, powinna być nie mniejsza niż 120 kW.

25.2 Wymiary wału śrubowego obliczone według wymagań zawartych w 4.5 należy powiększyć o 5 %.

25.3 Grubość skrzydeł śruby napędowej obliczoną według wymagań punktu 5.2.1 należy zwiększyć o 7 %.

Grubość wierzchołków skrzydeł śruby powinna być nie mniejsza niż 0,005D.

25.4 Dla skrzyń zaworów dennych i burtowych należy przewidzieć recyrkulację wody chłodzącej. Średnica rury recyrkulacyjnej powinna być nie mniejsza niż 0,85 średnicy rurociągu odprowadzającego.

26 WYMAGANIA DODATKOWE DLA HOLOWNIKÓW – znak: hol

26.1 Wymagania dotyczące dopuszczalnych sumarycznych naprężeń w układzie napędowym, wywołanych drganiami skrętnymi, podane są w podrozdziale 8.2.

26.2 Instalacja spalinowa powinna odpowiadać wymaganiom punktu 18.1.3.

26.3 Na holownikach z jednym silnikiem głównym, otrzymujących w symbolu klasy znak ograniczenia rejonu żeglugi **I** lub **II**, instalacja oleju smarowego powinna być obsługiwana przez dwie pompy, z których każda powinna mieć wydajność wystarczającą do pracy silnika z pełną mocą. Jedna z pomp może być napędzana przez silnik główny. Wymaganie to dotyczy również głównych przekładni zębatych oraz głównych sprzęgieł hydrokinetycznych i głównych sprzęgieł z dociskiem hydraulicznym.

27 WYMAGANIA DODATKOWE DLA STATKÓW RATOWNICZYCH – znak: rat

27.1 Jeżeli statek będzie spełniał również funkcje holownika, to naprężenia sumaryczne od drgań skrętnych powinny odpowiadać wymaganiom określonym dla holowników w 8.2.1.1.2.

27.2 Instalacja spalinowa powinna odpowiadać wymaganiom punktu 18.1.3.

27.3 Na statkach ratowniczych z jednym silnikiem głównym, otrzymujących w symbolu klasy znak ograniczenia rejonu żeglugi **I** lub **II**, instalacja oleju smarowego powinna być obsługiwana przez dwie pompy, z których każda powinna mieć wydajność wystarczającą do pracy silnika z pełną mocą. Jedna z tych pomp może być napędzana przez silnik główny. Wymaganie to dotyczy również głównych przekładni zębatych oraz głównych sprzęgieł hydrokinetycznych i głównych sprzęgieł z dociskiem hydraulicznym.

28 WYMAGANIA DODATKOWE DLA STATKÓW PASAŻERSKICH – znak: pas A, pas B, pas C, pas D

28.1 Statki pasażerskie – znak: pas A

Statki pasażerskie, które w symbolu klasy mają otrzymać znak dodatkowy **pas A**, niezależnie od spełnienia wymagań niniejszej części *Przepisów*, powinny spełniać mające zastosowanie wymagania podrozdziału 2.2 i 2.5 z *Części VII – Główne i pomocnicze urządzenia maszynowe i wyposażenie, Przepisów klasyfikacji i budowy statków morskich* oraz na ile jest to praktycznie możliwe i uzasadnione, wymagania 3 Rozdziału II-1, części A-1, C, E i G oraz 4 Rozdziału II-2 część G *Publikacji 100/P*.

28.2 Statki pasażerskie – znak: pas B, pas C lub pas C

Statki pasażerskie, które w symbolu klasy mają otrzymać znak dodatkowy **pas B, pas C lub pas D**, niezależnie od spełnienia wymagań niniejszej części *Przepisów*, powinny spełniać mające zastosowanie wymagania podrozdziałów 2.2 i 2.5 z Części VII – *Główne i pomocnicze urządzenia maszynowe i wyposażenie, Przepisów klasyfikacji i budowy statków morskich* oraz na ile jest to praktycznie możliwe i uzasadnione, wymagania 3 Rozdziału II-1, części A-1, C, E i G oraz 4 Rozdziału II-2 część G *Publikacji 100/P*.

28.2.1 Dla każdego rodzaju paliwa stosowanego na statku pasażerskim, niezbędnego do jego napędu oraz zasilania ważnych urządzeń, należy przewidzieć 2 zbiorniki rozchodowe paliwa, każdy o pojemności wystarczającej na co najmniej 8 godzin dla statku pas B oraz 4 godz. dla statków pas C i D, pracy napędu głównego z mocą znamionową przy normalnym obciążeniu prądnic w morzu.

28.2.2 Dla istniejących statków pasażerskich zbudowanych lub przebudowanych przed 31.12.2005 r. uprawiających tylko żeglugę krajową polegającą na krótkich rejsach wycieczkowych w porze dziennej, dopuszcza się, aby zamiast telegrafu maszynowego (wymaganego w pkt. 1.12.1), usytuowane w siłowni stanowisko sterowania silnikami głównymi i pędnikami, było wyposażone w dwa środki do utrzymywania dwustronnej łączności z mostkiem nawigacyjnym pod warunkiem, że będą to środki niezależne.

29 WYMAGANIA DODATKOWE DLA STATKÓW RYBACKICH – znak: sr

29.1 Wymagania dotyczące dopuszczalnych sumarycznych naprężeń w układzie napędowym, wywołanych drganiami skrętnymi, podane są w podrozdziale 8.2.

29.2 Na statkach rybackich zaleca się stosowanie zainstalowanych na stałe urządzeń do cięcia lin i sieci, które mogą się nawinać na śrubę i wał śrubowy. Konstrukcja takich urządzeń podlega rozpatrzeniu przez PRS.

29.3 Zaleca się, aby statki rybackie oprócz wymagań niniejszej części *Przepisów*, spełniały mające zastosowanie dobrowolne wytyczne *Kodeksu bezpieczeństwa dla rybaków i statków rybackich, 2005 (Code of Safety for Fishermen and Fishing Vessels, 2005)*.

30 CZĘŚCI ZAPASOWE

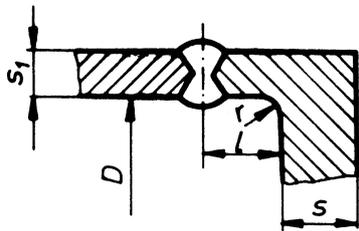
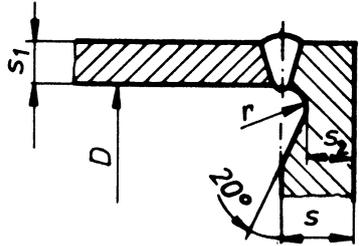
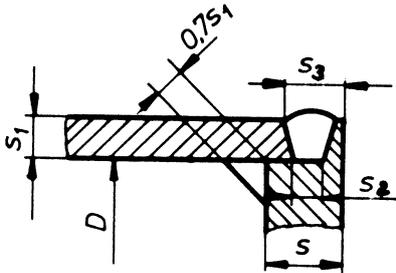
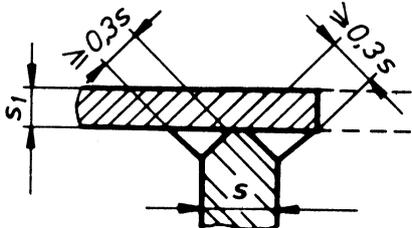
Na statku powinny znajdować się części zapasowe do urządzeń napędu głównego oraz mechanizmów i urządzeń maszynowych o ważnym przeznaczeniu w ilości ustalonej przez armatora stosownie do rejonu żeglugi i przy uwzględnieniu zaleceń producentów urządzeń.

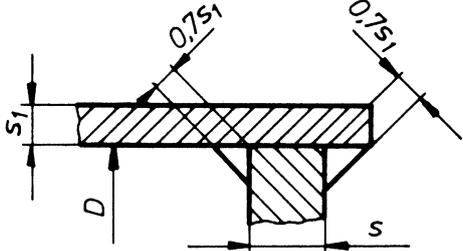
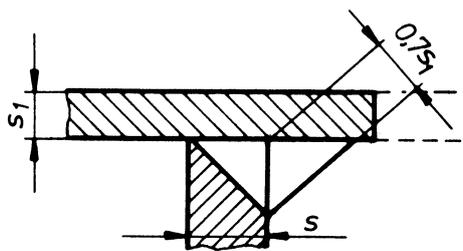
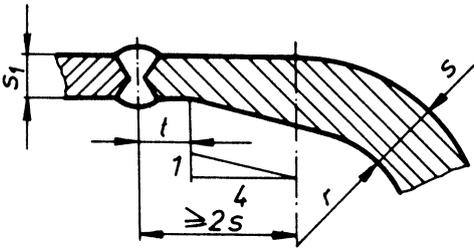
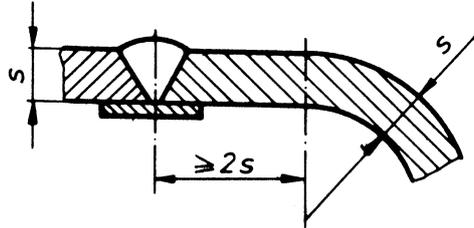
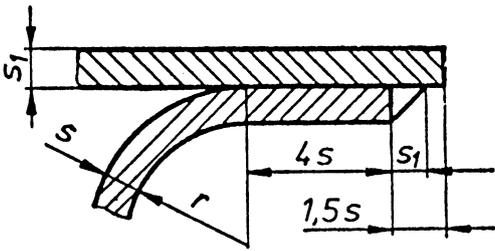
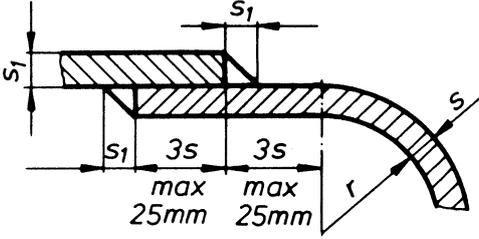
Załącznik

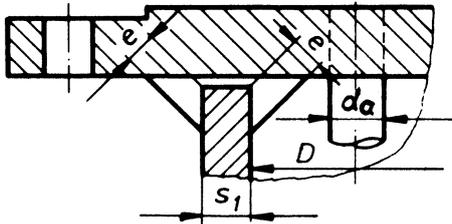
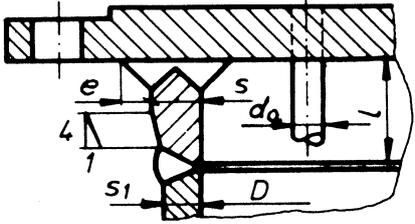
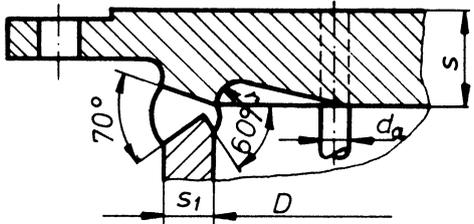
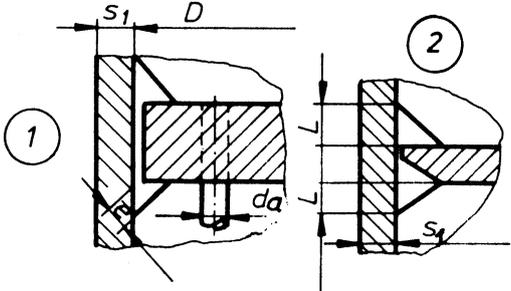
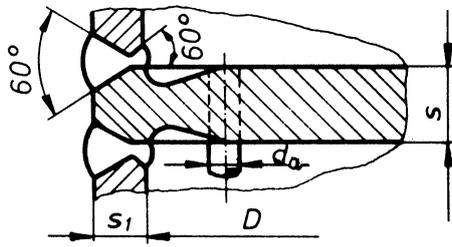
**PRZYKŁADY ZŁĄCZY SPAWANYCH STOSOWANYCH
W ZBIORNIKACH CIŚNIENIOWYCH I WYMIENNIKACH CIEPŁA**

Wymiary elementów konstrukcyjnych części przygotowanych do spawania oraz wymiary spoin należy przyjmować zgodnie z normami krajowymi w zależności od rodzaju spawania. Przykłady najczęściej stosowanych złączy spawanych podane są na rysunkach poniżej.

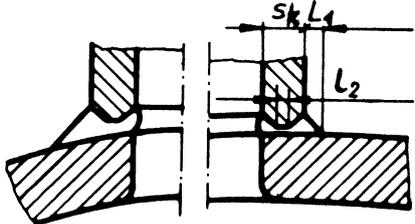
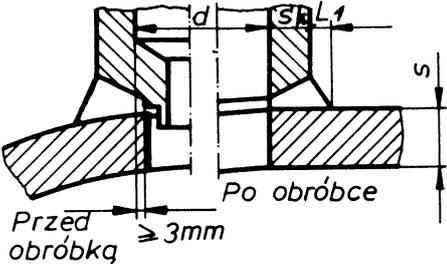
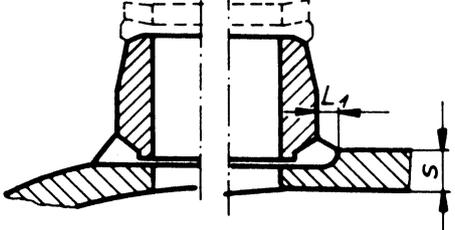
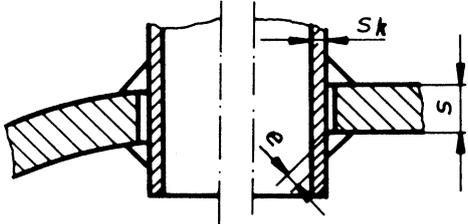
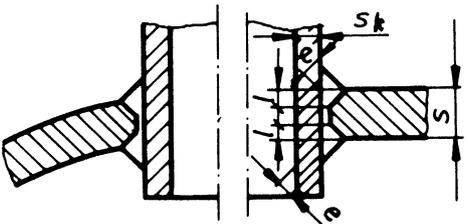
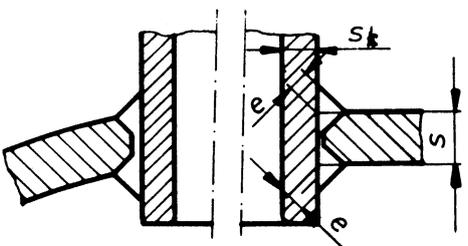
Odpowiednio do własności mechanicznych materiałów oraz w wyniku dalszego postępu techniki spawalniczej, mogą być stosowane inne wykonania złączy spawanych. W tych przypadkach, a także w razie niezbędnych modyfikacji przykładowych złączy, zastosowanie danego rodzaju złącza należy uzgodnić z PRS.

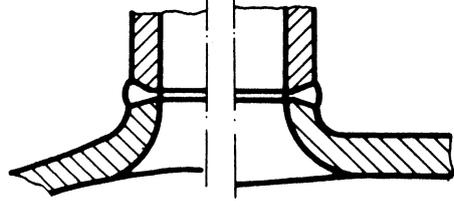
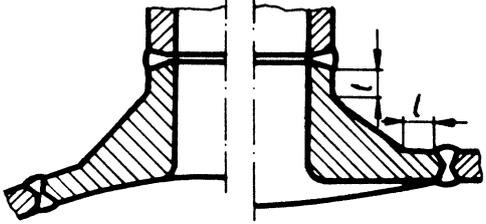
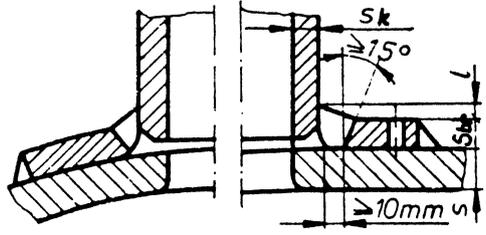
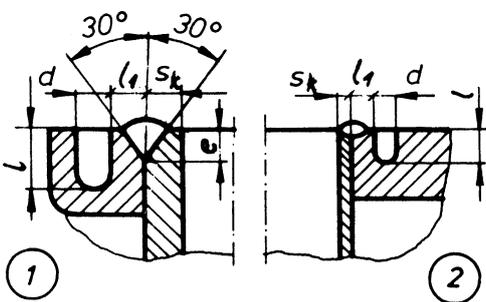
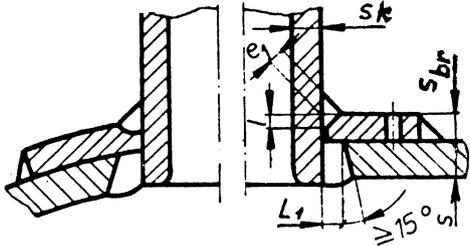
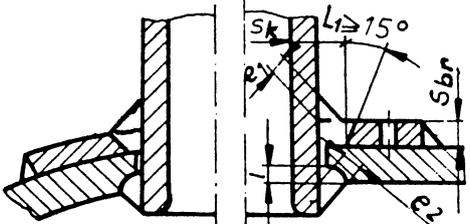
Lp.	Rysunek (przykład)	Zastosowanie
1	Dna płaskie i pokrywy	
1.1.		$K = 0,38$ $r \geq \frac{s}{3}$ lecz co najmniej 8 mm $l \geq s$
1.2		$K = 0,45$ $r \geq 0,2 s$, lecz co najmniej 5 mm $s_2 \geq 5 \text{ mm}$ (patrz uwaga 1)
1.3		$K = 0,5$ $s_2 \leq s_1$, lecz co najmniej 6,5 mm $s_3 \geq 1,24 s_1$ (patrz uwaga 1)
1.4		$K = 0,45$ (patrz uwaga 1)

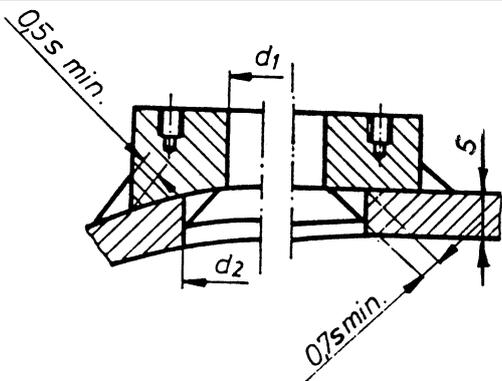
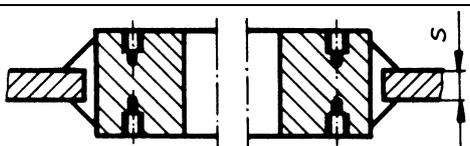
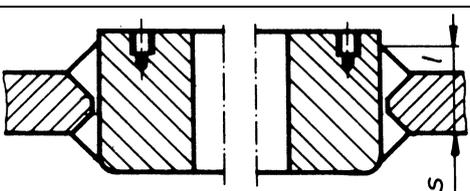
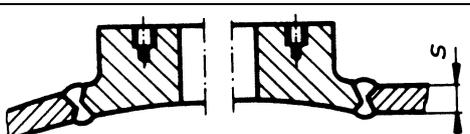
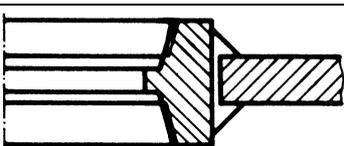
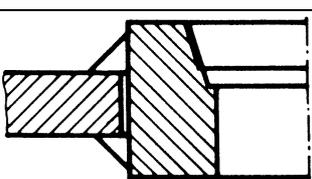
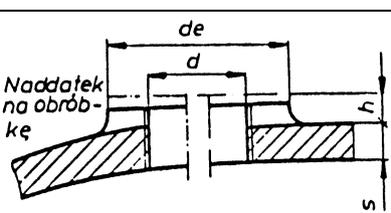
Lp.	Rysunek (przykład)	Zastosowanie
1.5		<p>$K = 0,55$ (patrz uwaga 1)</p>
1.6		<p>$K = 0,57$</p>
2	Dna wypukłe	
2.1		<p>Złącze można stosować w kotłach i zbiornikach ciśnieniowych klas I, II i III (patrz uwagi 2 i 17)</p>
2.2		<p>Złącze można stosować w kotłach i zbiornikach ciśnieniowych klas II i III</p>
2.3		<p>Złącze nie zalecane do stosowania – można je stosować tylko w zbiornikach ciśnieniowych klasy II nie narażonych na korozję</p> <p>$s_1 \leq 16 \text{ mm}$ $D \leq 600 \text{ mm}$</p>
2.4		<p>Złącze można stosować tylko w zbiornikach ci- śnieniowych klasy III</p> <p>$s_1 \leq 16 \text{ mm}$ $D \leq 600 \text{ mm}$</p>

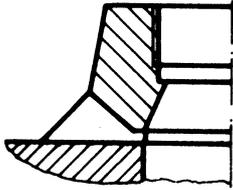
Lp.	Rysunek (przykład)	Zastosowanie
3	Ściany sitowe	
3.1		$K = 0,45$ $e = 0,7 s_1$ $s_1 \leq 16 \text{ mm}$ (patrz uwagi 3 i 4)
3.2		$K = 0,45$ $e = \frac{1}{3} s_1$ $e > 6 \text{ mm}$ $s_1 > 16 \text{ mm}$ (patrz uwagi 5 i 6)
3.3		$K = 0,45$ $r \geq 0,2 s$, lecz co najmniej 5 mm
3.4		$k = 0,45$ $e \geq 0,7 s_1$; przy $L > 13 \text{ mm}$ zaleca się stosować wariant 2, gdzie $L = \frac{1}{3} s_1$ oraz $L \geq 6 \text{ mm}$ (patrz uwaga 7)
3.5		$K = 0,45$ $r \geq 0,2 s$, lecz co najmniej 5 mm

Lp.	Rysunek (przykład)	Zastosowanie
4	Rury	
4.1		$e = s_k$ $e \geq 5 \text{ mm}$ $s_k \geq 2,5 \text{ mm}$ (patrz uwagi 8, 9 i 10)
4.2		$d = s_r; l_1 = s_r$ $1,5 s_r < l < 2 s_r$ wariant 1: $s_r \geq 5 \text{ mm};$ $l = s_r$ wariant 2: $s_r < 5 \text{ mm}$ (patrz uwaga 12)
4.3		$e = 0,7 s_k$ $s_k \geq 3 \text{ mm}$ (patrz uwaga 12)
5	Króćce i złącza	
5.1	Nieprzelotowe króćce przyspawane	
5.1.1		$s_k \leq 16 \text{ mm}$ $L_1 = \frac{1}{3} s_k'$ lecz co najmniej 6 mm
5.1.2		$L_1 = \frac{1}{3} s_k'$ lecz co najmniej 6 mm (patrz uwaga 13)

Lp.	Rysunek (przykład)	Zastosowanie
5.1.3		<p>$L_2 = 1,5 \div 2,5 \text{ mm}$</p> <p>$L_1 \geq \frac{1}{3} s_k$,</p> <p>lecz co najmniej 6 mm (patrz uwaga 14)</p>
5.1.4		<p>$L_1 \geq \frac{1}{3} s_k$,</p> <p>lecz co najmniej 6 mm (patrz uwaga 15 i 16)</p>
5.1.5		<p>$L_1 = 10 \div 13 \text{ mm}$ (patrz uwaga 15)</p>
5.2	Przelotowe króćce przyspawane	
5.2.1		<p>Złącze stosuje się w zasadzie dla wartości</p> <p>$s_k < \frac{1}{2} s$</p> <p>$e = s_k$</p>
5.2.2		<p>Złącze stosuje się w zasadzie dla wartości</p> <p>$s_k \cong \frac{1}{2} s$</p> <p>$e = 6 \div 13 \text{ mm}$</p> <p>$e + l = s_k$</p>
5.2.3		<p>Złącze stosuje się w zasadzie dla wartości</p> <p>$s_k > \frac{1}{2} s$</p> <p>$e \geq \frac{1}{10} s$,</p> <p>lecz co najmniej 6 mm</p>

Lp.	Rysunek (przykład)	Zastosowanie
5.3	Króćce odsadzone	
5.3.1		
5.3.2		(patrz uwaga 17)
5.4	Króćce z pierścieniowymi nakładkami wzmacniającymi	
5.4.1		$l \geq \frac{1}{3} s_k$, lecz co najmniej 6 mm
5.4.2		$l \geq \frac{1}{3} s_k$, lecz co najmniej 6 mm $L_1 \geq 10 \text{ mm}$
5.4.3		$e + l = s_k$ lub s_{br} (przyjmuje się wartość mniejszą) $L_1 \geq 10 \text{ mm}$
5.4.4		$e_2 + l \geq s_k$ $L_1 \geq 10 \text{ mm}$ $2s_k \leq (e_2 + l)$ plus mniejsza z wartości $(s_{br} + e_1)$ lub L_1

Lp.	Rysunek (przykład)	Zastosowanie
5.5	Nakładki i króćce z otworami na śruby	
5.5.1		$d_2 \leq d_1 + 2s_{\min}$ (patrz uwaga 18)
5.5.2		$s \leq 10 \text{ mm}$ (patrz uwagi 19 i 20)
5.5.3		$L \geq 6 \text{ mm}$ $s \leq 20 \text{ mm}$
5.5.4		$s \geq 20 \text{ mm}$
5.6	Króćce i nakładki do połączeń gwintowych	
5.6.1		
5.6.2		
5.6.3		$d \leq s$ $de = 2d$ $h \leq 10 \text{ mm}$ $h \leq 0,5s$ (patrz uwaga 21)

Lp.	Rysunek (przykład)	Zastosowanie
5.6.4		

Uwagi do rysunków:

1. Złącze może być stosowane w tych wszystkich zbiornikach ciśnieniowych, dla których $R_m \leq 470$ MPa lub $R_e \leq 370$ MPa.
2. Zmniejszenie grubości płaszczka lub części kołnierzowej dna może być wykonane po stronie zewnętrznej lub wewnętrznej.
3. Złącze stosowane w przypadkach, gdy spawanie może być wykonane z obu stron płaszczka.
4. W płaszczkach o grubości przekraczającej 16 mm krawędzie dla spoin pachwinowych powinny być zukosowane zgodnie z rys. lp. 3.2.
5. Złącze stosowane w przypadkach, gdy spawanie jest możliwe tylko z zewnętrznej strony płaszczka.
6. W płaszczkach o grubości nie większej niż 16 mm złącze może być wykonywane jednostronnie. Wysokość pierścienia nie powinna być mniejsza niż 40 mm.
7. Odstęp między wewnętrzną średnicą płaszczka a zewnętrzną średnicą ściany sitowej powinien być jak najmniejszy.
8. Koniec rury wystający poza spoinę należy sfrezować lub zeszlifować.
9. Odległość między rurami powinna wynosić nie mniej niż $2,5 s_k$ i nie mniej niż 8 mm.
10. Przy ręcznym spawaniu elektrycznym grubość s_k nie powinna być mniejsza niż 2,5 mm.
11. Zaleca się stosować w tych przypadkach, gdy niezbędne jest maksymalne zmniejszenie odkształceń ściany sitowej powstających w procesie spawania.
12. Spawanie rur należy wykonywać ręcznie łukiem elektrycznym.
13. Podkładka pierścieniowa powinna ściśle przylegać, a po spawaniu należy ją usunąć.
14. Złącze stosowane w przypadkach, gdy spawanie może być wykonywane od wewnętrznej strony króćca.
15. Złącze stosowane w przypadkach, gdy wymiary króćców są znacząco małe w stosunku do wymiarów zbiornika.
16. Po spawaniu króciec należy obrobić na wymiar ostateczny.
17. Cylindryczne odcinki l powinny umożliwiać dokonanie w razie potrzeby badań rentgenograficznych złącza.
18. Odstęp między nakładką pierścieniową a płaszczem nie powinien być większy niż 3 mm.
19. Odstęp między średnicą otworu w płaszczu a zewnętrzną średnicą pierścienia powinien być jak najmniejszy i w żadnym przypadku nie może wynosić więcej niż 3 mm.
20. Górne i dolne otwory w kołnierzu dla śrub powinny być przesunięte względem siebie.
21. Łączna grubość płaszczka zbiornika i napawanego metalu powinna zapewniać wprowadzenie niezbędnej liczby zwojów gwintu.

Wykaz zmian obowiązujących od 1 lipca 2023

Pozycja	Tytuł/Temat	Źródło
strona 2	Dodano odniesienie do Publikacji 100/P	PRS
28.1 28.2	Poprawki związane z wydaniem nowej Publikacji 100/P	PRS