

# *Polski Rejestr Statków*

## **PRZEPISY KLASYFIKACJI I BUDOWY OKRĘTÓW WOJENNYCH**

### **CZĘŚĆ VII SILNIKI, MECHANIZMY, KOTŁY I ZBIORNIKI CIŚNIENIOWE**

2008



GDAŃSK

# *Polski Rejestr Statków*

## **PRZEPISY KLASYFIKACJI I BUDOWY OKRĘTÓW WOJENNYCH**

### **CZĘŚĆ VII SILNIKI, MECHANIZMY, KOTŁY I ZBIORNIKI CIŚNIENIOWE**

2008

GDAŃSK

## **PRZEPISY KLASYFIKACJI I BUDOWY OKRĘTÓW WOJENNYCH**

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 niezatapialność
- Część V – Ochrona przeciwpożarowa
- Część VI – Urządzenia maszynowe i urządzenia chłodnicze
- Część VII – Silniki, mechanizmy, kotły i zbiorniki ciśnieniowe
- Część VIII – Instalacje elektryczne i systemy sterowania
- Część X – Wyposażenie konwencyjne,

natomiast w odniesieniu do materiałów i spawania obowiązują wymagania *Części IX Przepisów klasyfikacji i budowy statków morskich*.

*Część VII – Silniki, mechanizmy, kotły i zbiorniki ciśnieniowe, 2007*, została zatwierdzona przez Zarząd PRS w dniu 24 czerwca 2008 r. i wchodzi w życie z dniem 1 sierpnia 2008 r.

Z dniem wejścia w życie niniejszej *Części VII*, jej wymagania mają zastosowanie, w pełnym zakresie, do okrętów wojennych nowych.

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

Rozszerzeniem i uzupełnieniem *Części VII – Silniki, mechanizmy, kotły i zbiorniki ciśnieniowe* są następujące publikacje:

- Publikacja Nr 4/P – Nadzór nad masową produkcją silników spalinowych,
- Publikacja Nr 5/P – Nadzór nad masową produkcją turbodmuchaw,
- Publikacja Nr 8/P – Obliczanie wałów korbowych silników wysokoprężnych,
- Publikacja Nr 28/P – Próby silników spalinowych.

## SPIS TREŚCI

	str.
<b>1 Postanowienia ogólne</b> .....	9
1.1 Zakres zastosowania .....	9
1.2 Określenia i objaśnienia .....	10
1.3 Zakres nadzoru .....	10
1.4 Dokumentacja techniczna .....	11
1.4.1 Wymagania ogólne .....	11
1.4.2 Dokumentacja tłokowych silników spalinowych .....	11
1.4.3 Dokumentacja turbinowych silników spalinowych .....	13
1.4.4 Dokumentacja przekładni, sprzęgieł, mechanizmów pomocniczych i pokładowych .....	14
1.4.5 Dokumentacja urządzeń napędowo-sterowych .....	15
1.4.6 Dokumentacja hydraulicznych układów napędowych .....	16
1.4.7 Dokumentacja kotłów, zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła .....	16
1.5 Próby ciśnieniowe .....	17
1.5.1 Części tłokowych silników spalinowych .....	17
1.5.2 Części innych urządzeń pracujące pod ciśnieniem, armatura .....	18
1.5.3 Kotły, zbiorniki ciśnieniowe i wymienniki ciepła .....	19
1.5.4 Hydrauliczne układy napędowe i elementy hydrauliczne .....	21
1.6 Materiały i spawanie .....	21
1.7 Obróbka cieplna .....	23
1.8 Badania nieniszczące .....	23
1.9 Ogólne wymagania techniczne .....	24
<b>2 Tłokowe silniki spalinowe</b> .....	26
2.1 Wymagania ogólne .....	26
2.2 Kadłub silnika .....	27
2.3 Wał korbowy .....	29
2.4 Przepłukiwanie i doładowanie .....	29
2.5 Instalacja paliwowa .....	29
2.6 Smarowanie .....	30
2.7 Chłodzenie .....	30
2.8 Urządzenia rozruchowe .....	31
2.9 Instalacja wydechowa .....	31
2.10 Sterowanie i regulacja .....	31
2.11 Tłumiki drgań skrętnych .....	34
2.12 Nadzór, próby i świadectwa .....	34
<b>3 Turbinowe silniki spalinowe</b> .....	36
3.1 Zakres zastosowania .....	36
3.2 Określenia i objaśnienia .....	36
3.3 Warunki odniesienia .....	36

3.4	Wymagania instalacyjne .....	36
3.5	Ogólne wymagania konstrukcyjne .....	37
3.6	Urządzenia rozruchowe .....	37
3.7	Sterowanie i regulacja .....	38
3.8	Układy kontrolne .....	38
3.9.	Nadzór, próby i świadectwa .....	41
<b>4</b>	<b>Przekładnie, sprzęgła rozłączne i elastyczne .....</b>	<b>44</b>
4.1	Wymagania ogólne .....	44
4.2	Przekładnie zębate .....	44
4.2.1	Postanowienia ogólne .....	44
4.2.2	Dane do obliczeń naprężeń w zębach kół zębatach .....	44
4.2.3	Współczynniki wspólne dla sprawdzanych warunków wytrzymałościowych (naprężeń stykowych i zginających) .....	48
4.2.4	Naprężenia stykowe zębów kół zębatach .....	53
4.2.5	Naprężenia zginające stopy zębów kół zębatach .....	61
4.2.6	Wały .....	66
4.2.7	Wykonanie kół zębatach – uwagi ogólne .....	66
4.2.8	Łożyskowanie wałów przekładni zębatach .....	67
4.2.9	Kadłuby przekładni zębatach .....	67
4.2.10	Smarowanie .....	67
4.3	Sprzęgła rozłączne i elastyczne .....	68
4.3.1	Wymagania ogólne .....	68
4.3.2	Sprzęgła elastyczne .....	69
4.3.3	Sprzęgła rozłączne .....	69
4.3.4	Złącza awaryjne .....	70
4.4	Nadzór, próby i świadectwa .....	71
4.4.1	Przekładnie .....	71
4.4.2	Sprzęgła rozłączne i elastyczne .....	71
<b>5</b>	<b>Mechanizmy pomocnicze .....</b>	<b>73</b>
5.1	Sprężarki powietrza z napędem mechanicznym .....	73
5.1.1	Wymagania ogólne .....	73
5.1.2	Wał korbowy .....	73
5.2	Pompy .....	76
5.2.1	Wymagania ogólne .....	76
5.2.2	Wymagania dodatkowe dla pomp do pompowania cieczy palnych .....	77
5.3	Wentylatory, dmuchawy i turbodmuchawy .....	77
5.3.1	Wymagania ogólne .....	77
5.3.2	Wymagania dodatkowe dla wentylatorów pompowni .....	78
5.4	Wirówki paliwa i oleju .....	79
5.4.1	Wymagania ogólne .....	79
5.4.2	Sprawdzanie wytrzymałości i wyposażenie wirówek .....	79
5.5	Nadzór, próby i świadectwa .....	80

<b>6</b>	<b>Mechanizmy pokładowe</b>	81
6.1	Wymagania ogólne	81
6.2	Maszyny sterowe i ich instalowanie na okręcie	81
6.2.1	Wymagania ogólne	81
6.2.2	Materiały i wykonanie instalacji hydraulicznych	84
6.2.3	Konstrukcja i obliczenia wytrzymałościowe	85
6.2.4	Połączenie z trzonem sterowym	86
6.2.5	Maszyny sterowe z ręcznym napędem	86
6.3	Wciągarki kotwiczne	87
6.3.1	Napęd	87
6.3.2	Sprzęgła rozłączne i hamulce	88
6.3.3	Koła łańcuchowe	88
6.3.4	Zabezpieczenie przed przeciążeniem	88
6.3.5	Sprawdzenie wytrzymałości	88
6.3.6	Wymagania dodatkowe dla wciągarek kotwicznych ze zdalnym sterowaniem	89
6.4	Wciągarki cumownicze	89
6.4.1	Napęd	89
6.4.2	Hamulce	90
6.4.3	Sprawdzenie wytrzymałości	90
6.4.4	Wymagania dodatkowe dla wciągarek cumowniczych z automatyczną regulacją siły uciągu	91
6.4.5	Wymagania dodatkowe dla wciągarek cumowniczych ze zdalnym sterowaniem	91
6.5	Wciągarki holownicze	91
6.6	Wciągarki trałowe uzbrojenia trałów i wciągarki holownicze trałów	92
6.7	Wciągarki sonarów holowanych	93
6.8	Nadzór, próby i świadectwa	94
<b>7</b>	<b>Hydrauliczne układy napędowe</b>	96
7.1	Zakres zastosowania	96
7.2	Wymagania ogólne	96
7.3	Zbiorniki palnej cieczy hydraulicznej	97
7.4	Połączenia rurowe	97
7.5	Elementy hydrauliczne	97
7.6	Napędy urządzeń dźwignicowych	98
7.7	Napędy i urządzenia blokujące ramp, furt i podnoszonych pokładów	99
7.8	Nadzór, próby i świadectwa	99
<b>8</b>	<b>Kotły, zbiorniki ciśnieniowe i wymienniki ciepła</b>	100
8.1	Postanowienia ogólne	100
8.2	Obliczenia wytrzymałościowe	100
8.2.1	Wymagania ogólne	100
8.2.2	Ciśnienie obliczeniowe	101
8.2.3	Temperatura obliczeniowa	101

8.2.4	Własności wytrzymałościowe i naprężenia dopuszczalne .....	103
8.2.5	Współczynniki bezpieczeństwa .....	104
8.2.6	Współczynniki wytrzymałości .....	104
8.2.7	Zwiększenie grubości obliczeniowych .....	107
8.2.8	Elementy cylindryczne, kuliste i rury poddane ciśnieniu od wewnątrz .....	108
8.2.9	Elementy poddane ciśnieniu od zewnątrz .....	109
8.2.10	Elementy stożkowe .....	111
8.2.11	Płaskie dna i pokrywy .....	113
8.2.12	Płaskie ściany wzmocnione ściągami .....	116
8.2.13	Płaskie ściany i dna z zaoblonymi obrzeżami .....	118
8.2.14	Wzmocnienie otworów w płaskich ścianach .....	119
8.2.15	Ściany sitowe .....	119
8.2.16	Dna wypukłe .....	121
8.2.17	Dna talerzowe .....	124
8.2.18	Komory prostokątne .....	124
8.2.19	Otwory w ścianach cylindrycznych, kulistych i stożkowych oraz w dnach wypukłych .....	126
8.2.20	Ściąg .....	134
8.2.21	Belki stropowe .....	137
8.3	Nadzór, próby i świadectwa .....	138
<b>9</b>	<b>Kotły</b> .....	139
9.1	Konstrukcja kotła .....	139
9.2	Osprzęt kotła – wymagania ogólne .....	140
9.3	Zawory zasilające .....	140
9.4	Wodowskazy .....	141
9.5	Wskaźniki najniższego poziomu wody i najwyższego punktu powierzchni ogrzewalnej .....	142
9.6	Manometry i termometry .....	143
9.7	Zawory bezpieczeństwa .....	144
9.8	Armatura zaporowa .....	146
9.9	Zawory szumowania i odmulania .....	146
9.10	Zawory do pobierania próbek wody kotłowej .....	147
9.11	Zawory odpowietrzające .....	147
9.12	Otwory do oględzin wewnętrznych .....	147
9.13	Urządzenia do opalania kotłów paliwem płynnym .....	147
9.14	Sterowanie kotłami, układy regulacji oraz sygnalizacji .....	149
9.15	Kotło-spalarki .....	150
9.16	Kotły oleju grzewczego .....	151
9.17	Kotły ogrzewania wodnego .....	153
<b>10</b>	<b>Zbiorniki ciśnieniowe i wymienniki ciepła</b> .....	154
10.1	Konstrukcja zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła .....	154
10.2	Osprzęt .....	154

10.3	Wymagania dotyczące poszczególnych rodzajów zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła .....	156
10.3.1	Zbiorniki sprężonego powietrza .....	156
10.3.2	Butle na gazy sprężone .....	156
10.3.3	Skraplacze .....	157
10.3.4	Zbiorniki ciśnieniowe i wymienniki ciepła urządzeń chłodniczych .....	157
10.4	Filtry i chłodnice .....	158
<b>11</b>	<b>Urządzenia napędowo-sterowe .....</b>	<b>159</b>
11.1	Zakres zastosowania .....	159
11.2	Wymagania ogólne .....	159
11.3	Napęd .....	160
11.4	Przekładnie i łożyskowanie .....	161
11.5	Wały napędowe .....	161
11.6	Pędniki .....	161
11.7	Urządzenia napędu strugowodnego .....	161
11.8	Układy sterowania .....	162
11.9	Układy kontrolne .....	162
11.10	Nadzór, próby i świadectwa .....	163
<b>Załącznik 1</b>	<b>Przykłady złączy spawanych stosowanych w kotłach, zbiornikach ciśnieniowych i wymiennikach ciepła .....</b>	<b>166</b>
<b>Załącznik 2</b>	<b>Części zapasowe .....</b>	<b>176</b>



## 1 POSTANOWIENIA OGÓLNE

### 1.1 Zakres zastosowania

**1.1.1** Wymagania niniejszej *Części VII – Silniki, mechanizmy, kotły i zbiorniki ciśnieniowe* mają zastosowanie do urządzeń wymienionych w punkcie 1.1.2, przeznaczonych do zainstalowania na okrętach wojennych klasyfikowanych przez PRS.

**1.1.2** Wymaganiom dotyczącym urządzeń podlegają:

- .1 tłokowe i turbinowe silniki spalinowe (zwane dalej również silnikami) napędu głównego;
- .2 przekładnie, sprzęgła rozłączne i elastyczne napędu głównego;
- .3 silniki zespołów prądotwórczych i kompletne zespoły prądotwórcze;
- .4 pompy wchodzące w skład instalacji objętych wymaganiami *Części V – Ochrona przeciwpożarowa i Części VI – Urządzenia maszynowe i urządzenia chłodnicze*;
- .5 sprężarki powietrza i sprężarki chłodnicze;
- .6 dmuchawy i turbodmuchawy;
- .7 wentylatory wchodzące w skład instalacji objętych wymaganiami *Części VI – Urządzenia maszynowe i urządzenia chłodnicze*;
- .8 wirówki paliwa i oleju;
- .9 maszyny sterowe;
- .10 wciągarki kotwiczne;
- .11 wciągarki holownicze i cumownicze;
- .12 hydrauliczne układy napędowe;
- .13 urządzenia napędowo-sterowe;
- .14 kotły parowe łącznie z kotłami na gazy odlotowe i przegrzewacze pary o ciśnieniu roboczym 0,07 MPa i wyższym;
- .15 kotły oleju grzewczego;
- .16 kotły wodne o temperaturze wody ponad 115 °C;
- .17 podgrzewacze wody kotłowej o ciśnieniu roboczym 0,07 MPa i wyższym;
- .18 urządzenia do opalania kotłów paliwem ciekłym;
- .19 skraplacze;
- .20 zbiorniki ciśnieniowe i wymienniki ciepła wypełnione w stanie roboczym całkowicie lub częściowo gazem lub parą o ciśnieniu roboczym 0,07 MPa i wyższym, dla których iloczyn ciśnienia [MPa] i pojemności [dm<sup>3</sup>] wynosi 30 lub więcej;
- .21 chłodnice i filtry paliwa, oleju i wody silników głównych i pomocniczych;
- .22 chłodnice i podgrzewacze powietrza o ciśnieniu roboczym w przestrzeni powietrznej 0,07 MPa i wyższym.

### 1.2 Określenia i objaśnienia

Określenia dotyczące ogólnej terminologii stosowanej w *Przepisach klasyfikacji i budowy okrętów wojennych* (zwanych dalej *Przepisami*) zawarte są w *Części I –*

*Zasady klasyfikacji.* W przypadku użycia w tekście *Części VII* określeń objaśnionych w innych częściach *Przepisów*, podawane jest odwołanie do tych części.

Dla potrzeb *Części VII* wprowadza się dodatkowo następujące określenia:

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

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

**Metryka wyrobu** – świadectwo odbioru wystawione przez instytucję klasyfikacyjną na podstawie przeprowadzonego nadzoru nad produkcją i próbami danego wyrobu.

**Świadectwo uznania typu wyrobu** – świadectwo wystawione przez PRS po przeprowadzeniu odpowiedniej procedury uznaniowej, upoważniające służby techniczne wytwórcy do wykonywania czynności inspekcyjnych oraz wystawiania dokumentów odbiorczych wyrobów objętych *Świadectwem*. Dokumenty takie mogą być uznane przez PRS za równoważne metrykom wydanym przez PRS.

**Temperatura obliczeniowa ściany** – temperatura w środku grubości ściany, przyjmowana w zależności od temperatury środowiska i warunków ogrzewania dla określenia wartości naprężeń dopuszczalnych.

**Wydajność obliczeniowa kotła** – największa ilość pary o obliczeniowych: ciśnieniu i temperaturze, wytwarzana w kotle w ciągu 1 h przy pracy długotrwałej.

**Wyrób** – silnik, kocioł, każde urządzenie i mechanizm będące przedmiotem wymagań niniejszej części *Przepisów*.

### **1.3 Zakres nadzoru**

**1.3.1** Nadzorowi podczas produkcji podlegają urządzenia przeznaczone do zapewnienia napędu okrętu i sterowania okrętem, działania systemów i instalacji niezbędnych dla jego normalnej eksploatacji oraz instalacji specjalnych związanych z funkcją okrętu.

Podstawą nadzoru jest zatwierdzona przez PRS dokumentacja techniczna urządzeń i ewentualne wymagania dodatkowe, wynikające z porozumień normalizacyjnych NATO, norm, konwencji międzynarodowych itp.

**1.3.2** Każde urządzenie, o którym mowa w 1.3.1, powinno być poddane próbom według programu zatwierdzonego przez PRS. Próby uznaje się za przeprowadzone pomyślnie, jeżeli ich wyniki są zgodne z danymi projektowymi, a w trakcie prób zostały spełnione obowiązujące kryteria akceptacji. Próby urządzenia i ważne czynności sprawdzające powinny być wykonane w obecności inspektora PRS.

**1.3.3** Na podstawie przeprowadzonego nadzoru nad produkcją i pozytywnych wyników prób, PRS wystawia metrykę wyrobu. Zastrzega się możliwość wystawienia metryki dopiero po próbach w morzu.

**1.3.4** Dokument odbiorczy, wystawiony przez wytwórcę dla urządzenia posiadającego ważne *Świadectwo uznania typu wyrobu*, może być równoważny metryce wydanej przez PRS (patrz też 1.2).

Dokument taki powinien zawierać klauzulę następującej treści:

„*Wyrób uznany przez PRS.*

*Świadectwo uznania typu wyrobu dla okrętów wojennych nr .....*

*Ważne do .....*”

## **1.4 Dokumentacja techniczna**

### **1.4.1 Wymagania ogólne**

Przed rozpoczęciem budowy urządzenia należy dostarczyć PRS do zatwierdzenia dokumentację techniczną w niżej podanym zakresie. Dokumentację należy dostarczyć w trzech egzemplarzach.

### **1.4.2 Dokumentacja tłokowych silników spalinowych**

**1.4.2.1** Dla uzyskania zatwierdzenia typu tłokowego silnika spalinowego należy dostarczyć PRS następującą dokumentację:

- .1 opis techniczny i podstawowe dane techniczne, w tym specyfikacja urządzeń zamontowanych na silniku;
- .2 dane do obliczenia wału korbowego według *Publikacji Nr 8/P– Obliczanie wałów korbowych silników wysokoprężnych*;
- .3 rysunek zestawieniowy silnika w przekroju poprzecznym, z wymiarami montażowymi;
- .4 rysunek zestawieniowy silnika w przekroju podłużnym, z wymiarami montażowymi;
- .5 rysunek podstawy lub skrzyni korbowej (odlew lub konstrukcja spawana) wraz ze szczegółami i technologią spawania;
- .6 rysunek zestawieniowy łożyska oporowego<sup>3)</sup>;
- .7 rysunek podstawy łożyska oporowego (odlew lub konstrukcja spawana) ze szczegółami i technologią spawania;
- .8 rysunki śrub ściągowych;
- .9 rysunek zestawieniowy głowicy cylindra;
- .10 rysunek kadłuba cylindra lub bloku cylindrów<sup>1), 2)</sup>;
- .11 rysunek tulei cylindra;
- .12 rysunek wału korbowego ze szczegółami;
- .13 rysunek zestawieniowy wału korbowego;
- .14 rysunek wału oporowego lub pośredniego (jeżeli stanowią one integralną część silnika);
- .15 rysunki śrub łączących sprzęgła;

- .16 rysunki przeciwcieżarów ze śrubami (jeżeli przeciwcieżary nie stanowią integralnej części wału korbowego);
- .17 rysunek korbowodu;
- .18 rysunek zestawieniowy korbowodu<sup>2)</sup>;
- .19 rysunek zestawieniowy trzonu tłokowego<sup>2)</sup>;
- .20 rysunek zestawieniowy tłoka;
- .21 rysunek zestawieniowy napędu wału rozrządu;
- .22 specyfikacja materiałowa części ważnych ze szczegółami prób nieniszczących i ciśnieniowych;
- .23 rysunek rozmieszczenia śrub fundamentowych;
- .24 schemat lub dokumentacja równorzędna instalacji powietrza rozruchowego na silniku<sup>5)</sup>;
- .25 schemat lub dokumentacja równorzędna instalacji paliwowej na silniku<sup>5)</sup>;
- .26 schemat lub dokumentacja równorzędna instalacji oleju smarowego na silniku<sup>5)</sup>;
- .27 schemat lub dokumentacja równorzędna instalacji wody chłodzącej na silniku<sup>5)</sup>;
- .28 schemat układu sterowania silnikiem i układów bezpieczeństwa<sup>5)</sup>;
- .29 rysunek zestawieniowy osłon i izolacji rurociągów wydechowych;
- .30 rysunek osłon wysokociśnieniowych rur paliwowych;
- .31 rysunek urządzeń bezpieczeństwa skrzyni korbowej i ich rozmieszczenie<sup>4)</sup>;
- .32 instrukcje obsługi i eksploatacji silnika<sup>6), 8)</sup>;
- .33 program prób typu;
- .34 program prób wyrobu<sup>7)</sup>.

**Odnosiniki:**

- 1) Tylko dla jednego cylindra.
- 2) Wymaga się w przypadku, gdy rysunki przekrojów silnika nie uwidaczniają wszystkich szczegółów.
- 3) Jeżeli część jest zintegrowana z silnikiem, lecz nie wbudowana w jego podstawę.
- 4) Tylko dla silników o średnicy cylindra ponad 200 mm.
- 5) Należy dostarczyć dokumentację instalacji w takim zakresie, w jakim instalacja ta została dostarczona przez wytwórcę silnika.
- 6) Tylko w jednym egzemplarzu.
- 7) Nie wymaga się dla silników produkowanych jednostkowo.
- 8) 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.

**1.4.2.2** Dokumentacja turbodmuchaw, chłodnic powietrza itp. – patrz 1.4.3 i 1.4.7.

**1.4.2.3** Aktualizowana dokumentacja typu stanowi podstawę nadzoru PRS nad produkcją tłokowego silnika spalinowego.

**1.4.2.4** Jeżeli tłokowy silnik spalinowy jest wykonywany na podstawie licencji, a wytwórca nie jest posiadaczem *Świadectwa uznania typu* silnika, to powinien on przedstawić dokumentację w zakresie podanym w 1.4.2.1, z wyszczególnieniem wprowadzonych przez niego, w odniesieniu do uznanego typu, zmian konstrukcyjnych.

PRS może odstąpić od powtórzenia procedury uznania typu pod warunkiem, że wytwórca posiada uznany system jakości i uzyska potwierdzenie zmian konstrukcyjnych przez licencjodawcę – posiadacza *Świadectwa uznania typu*.

### **1.4.3 Dokumentacja turbinowych silników spalinowych**

**1.4.3.1** Dla uzyskania zatwierdzenia typu turbinowego silnika spalinowego należy dostarczyć PRS następującą dokumentację:

- .1 opis techniczny i podstawowe dane techniczne, w tym zależność mocy i prędkości obrotowych od temperatury powietrza na wlocie, wymagania stawiane instalacji spalinowej i instalacji poboru powietrza;
- .2 rysunek zestawieniowy w przekroju, z wymiarami montażowymi;
- .3 rysunki kadłubów, wirników, łopatek i ich zamocowania, uszczelnień, łożysk, wtryskiwaczy i komór spalania, wymienników ciepła zintegrowanych z silnikiem – ze specyfikacją użytych materiałów;
- .4 specyfikacje właściwości mechanicznych i składu chemicznego użytych materiałów. Dla materiałów pracujących w temperaturach powyżej 400 °C należy podać charakterystyki temperaturowe właściwości mechanicznych oraz odporności na pełzanie i korozję;
- .5 specyfikacja obróbki cieplnej części ważnych;
- .6 rysunki izolacji termicznej;
- .7 rysunki fundamentów i mocowania;
- .8 wykres rozkładu temperatur w silniku przy mocy znamionowej i przy maksymalnej dopuszczalnej mocy chwilowej;
- .9 obliczenia wytrzymałościowe wirników oraz łopatek i ich zamocowania;
- .10 analiza drgań skrętnych<sup>1)</sup> i, jeżeli mają zastosowanie, obliczenia drgań łopatek;
- .11 analiza wytrzymałości podczas całego okresu eksploatacji silnika, elementów wysoko obciążonych i pracujących w najwyższej temperaturze z uwzględnieniem odporności na pełzanie i korozję w wysokich temperaturach;
- .12 schematy układu sterowania i regulacji prędkości obrotowej, układu alarmowego i układu bezpieczeństwa;
- .13 wyczerpująca informacja o regulatorze prędkości obrotowej i regulatorze bezpieczeństwa;
- .14 schematy instalacji oleju smarowego i instalacji paliwowej;
- .15 procedura wyważania wirników;
- .16 analiza możliwych awarii i skuteczności układu bezpieczeństwa;
- .17 program prób typu<sup>2)</sup>;

- .18 program prób wyrobu<sup>2)</sup>;
- .19 instrukcja obsługi, w tym instrukcje postępowania w sytuacjach awaryjnych;
- .20 instrukcja wykonywania przeglądów zapobiegawczych.

**Odnosiniki:**

- 1) Patrz 1.4.3.3.
- 2) Programy prób powinny zawierać kryteria akceptacji. Dla silników produkowanych jednostkowo nie wymaga się oddzielnych programów prób typu i prób wyrobu.

**Uwagi:**

- 1. Dla silników o mocy poniżej 100 kW oraz dla silników przeznaczonych do celów pomocniczych zakres dokumentacji klasyfikacyjnej może być zmniejszony po uzgodnieniu z PRS.

**1.4.3.2 Dokumentacja wymienników ciepła – patrz 1.4.7.**

**1.4.3.3** Aktualizowana dokumentacja typu wraz z obliczeniami drgań skrętnych dla danego układu napędowego stanowi podstawę nadzoru nad produkcją turbino-owego silnika spalinowego.

**1.4.3.4** Jeżeli turbiniowy silnik spalinowy jest wykonywany na podstawie licencji, a wytwórca nie jest posiadaczem *Świadectwa uznania typu* silnika, to powinien on przedstawić dokumentację w zakresie podanym w 1.4.3.1, z wyszczególnieniem wprowadzonych przez niego, w odniesieniu do uznanego typu, zmian konstrukcyjnych.

PRS może odstąpić od powtórzenia procedury uznania typu pod warunkiem, że wytwórca posiada uznany system jakości i uzyska potwierdzenie zmian konstrukcyjnych przez licencjodawcę – posiadacza *Świadectwa uznania typu*.

**1.4.4 Dokumentacja przekładni, sprzęgieł, mechanizmów pomocniczych i pokładowych**

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

- .1 opis techniczny i podstawowe dane techniczne, w tym specyfikację urządzeń nawieszonych;
- .2 rysunek zestawieniowy w przekroju, z wymiarami montażowymi;
- .3 rysunki ram fundamentowych, skrzyń korbowych, stojaków, kadłubów itp. wraz ze szczegółami i technologią spawania;
- .4 rysunki głowic cylindrów i tulei cylindrowych;
- .5 rysunki trzonów tłokowych, korbowodów i tłoków;
- .6 rysunki wirników dmuchaw i sprężarek;
- .7 rysunki wałów korbowych oraz innych wałów przenoszących moment mechanizmu;
- .8 rysunki zębników i kół zębatych przekładni (patrz też 4.2.1.2);
- .9 rysunki sprzęgieł rozłącznych i sprzęgieł elastycznych (patrz też 4.3.1.2);

- .10 rysunki współpracującego z głównym mechanizmem łożyska oporowego, jeżeli nie jest wbudowane w ten mechanizm;
- .11 rysunki tłumików drgań skrętnych;
- .12 schematy układów sterowania, regulacji, sygnalizacji i zabezpieczeń w obrębie mechanizmu;
- .13 rysunki rurociągów w obrębie mechanizmu: paliwowych, oleju smarowego, wody chłodzącej i hydraulicznych – z informacją o stosowanych złączach elastycznych;
- .14 rysunki izolacji termicznej, w tym rurociągów wylotowych;
- .15 rysunki posadowienia mechanizmów głównych, przekładni, maszyn sterowych oraz wciągarek: kotwicznych, cumowniczych, holowniczych, trałowych, małego pojazdu podwodnego i sonaru holowanego;
- .16 specyfikacje materiałowe części ważnych ze wszystkimi szczegółami prób nieniszczących, ciśnieniowych i specjalnych technologii obróbki;
- .17 program prób<sup>1)</sup>.

**Odnośniki:**

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

**1.4.5 Dokumentacja urządzeń napędowo-sterowych**

**1.4.5.1** Dla uzyskania zatwierdzenia typu urządzenia napędowo-sterowego należy dostarczyć PRS następującą dokumentację:

- .1 opis techniczny i podstawowe dane techniczne;
- .2 rysunek zestawieniowy w przekroju, z wymiarami montażowymi;
- .3 rysunki kadłubów, wałów, przekładni;
- .4 rysunki dyszy i śruby napędowej lub innego zastosowanego pędnika;
- .5 rysunki mechanizmu nastawczego skrzydeł śruby lub łopatek pędnika cykloidalnego;
- .6 rysunki łożysk i uszczelnień ruchowych wału pędnika i obrotowej kolumny pędnika;
- .7 schematy hydrauliczne, elektryczne i pneumatyczne ze specyfikacją elementów;
- .8 schematy smarowania i chłodzenia, jeżeli mają zastosowanie;
- .9 wykres przebiegu momentu rozruchowego silnika napędzającego obrót kolumny pędnika;
- .10 specyfikacje materiałowe głównych części wymienionych w .3, .4 i .5 ze szczegółami prób nieniszczących, ciśnieniowych i specjalnych technologii obróbki;
- .11 obliczenia drgań skrętnych;
- .12 obliczenia przekładni zębatych i trwałości łożysk tocznych;
- .13 instrukcja obsługi i eksploatacji;
- .14 program prób typu<sup>1)</sup>;
- .15 program prób wyrobu<sup>1)</sup>.

**Odnosiniki:**

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

**1.4.5.2** Aktualizowana dokumentacja typu stanowi dla PRS podstawę do nadzoru nad produkcją urządzenia napędowo-sterowego.

**1.4.5.3** Jeżeli urządzenie napędowo-sterowe jest wykonywane na podstawie licencji, a wytwórca nie jest posiadaczem *Świadectwa uznania typu* dla tego urządzenia, to powinien on przedstawić dokumentację w zakresie podanym w 1.4.5.1, z wyszczególnieniem wprowadzonych przez niego, w odniesieniu do uznanego typu, zmian konstrukcyjnych.

PRS może odstąpić od powtórzenia procedury uznania typu pod warunkiem, że wytwórca posiada uznany system jakości i uzyska potwierdzenie zmian konstrukcyjnych przez licencjodawcę – posiadacza *Świadectwa uznania typu*.

**1.4.6 Dokumentacja hydraulicznych układów napędowych**

Dokumentacja hydraulicznych układów napędowych powinna zawierać:

- .1 opis techniczny i podstawowe dane techniczne;
- .2 schematy instalacji hydraulicznych ze specyfikacją elementów, rur i łączników rurowych;
- .3 program prób.

**1.4.7 Dokumentacja kotłów, zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła**

Zakres wymaganej dokumentacji kotłów, zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła obejmuje:

- .1 rysunki konstrukcyjne walczków kotłów, kadłubów wymienników ciepła i zbiorników ciśnieniowych, zawierające dane wykazujące zgodność konstrukcji i wymiarów z wymaganiami niniejszej części *Przepisów* i określające rodzaj, rozmieszczenie i wymiary złączy spawanych;
- .2 rysunki innych podlegających odbiorowi elementów kotłów, zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła (z wyjątkiem chłodziń powietrza doładowującego), których konstrukcja i wymiary są przedmiotem niniejszej części *Przepisów*;
- .3 rysunki rozmieszczenia armatury, zawierające jej charakterystyki;
- .4 rysunki zaworów bezpieczeństwa z ich charakterystyką i danymi do obliczenia ich przelotu;
- .5 specyfikacje materiałowe wraz z danymi o stosowanych materiałach dodatkowych do spawania;
- .6 opis przyjętej technologii spawania i obróbki cieplnej;
- .7 schematy i rysunki urządzeń do opalania kotłów wraz z układami automatycznej regulacji, bezpieczeństwa i sygnalizacji;
- .8 program prób.



## 1.5 Próby ciśnieniowe

### 1.5.1 Części tłokowych silników spalinowych

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

**Tabela 1.5.1**

Lp.	Nazwa części	Ciśnienie próbne [MPa]	
1	2	3	
1	Głowica cylindra, przestrzeń chłodzenia <sup>1)</sup>	0,7	
2	Tuleja cylindrowa na całej długości przestrzeni chłodzenia	0,7	
3	Przestrzeń chłodzenia bloku cylindrowego	1,5 <i>p</i> , lecz nie mniej niż 0,4	
4	Zawór wydechowy, przestrzeń chłodzenia	1,5 <i>p</i> , lecz nie mniej niż 0,4	
5	Denko tłoka, przestrzeń chłodzenia (tam, gdzie przestrzeń chłodzenia jest uszczelniona przez trzon tłokowy lub przez trzon tłokowy i koszulkę, próba po zamontowaniu) <sup>1)</sup>	0,7	
6	Wysokociśnieniowa instalacja wtryskowa paliwa	Kadłub 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
7	System hydrauliczny (rurociągi, pompy, serwomotory itp. przeznaczone do sterowania hydraulicznego zaworami)	1,5 <i>p</i>	
8	Turbodmuchawa, przestrzeń chłodzenia	1,5 <i>p</i> , lecz nie mniej niż 0,4	
9	Rurociąg wydechowy, przestrzeń chłodzenia	1,5 <i>p</i> , lecz nie mniej niż 0,4	
10	Spreżarka powietrza napędzana przez silnik (cylindry, głowice, chłodnice powietrza)	Strona powietrzna	1,5 <i>p</i>
		Strona wodna	1,5 <i>p</i> , lecz nie mniej niż 0,4

1	2	3	4
11	Chłodnice, każda strona <sup>2)</sup>		1,5 $p$ , lecz nie mniej niż 0,4
12	Pompy napędzane przez silnik (olejowe, wodne, paliwowe i zęzowe)		1,5 $p$ , lecz nie mniej niż 0,4

**Uwagi do tabeli 1.5.1:**

- <sup>1)</sup> Głowice cylindrów oraz denka tłoków, wykonane jako odkuwki, zamiast próbie ciśnieniowej mogą być poddane innym próbom, np. odpowiednim badaniom nieniszczącym i kontroli wymiarów z dokładnym zapisem wyników badań.
- <sup>2)</sup> 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 Części innych urządzeń pracujące pod ciśnieniem, armatura**

**1.5.2.1** Armaturę i części urządzeń, 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:

$$p_{pr} = (1,5 + 0,1K) p, \quad [\text{MPa}] \quad (1.5.2.1)$$

$p$  – ciśnienie robocze, [MPa];

$K$  – współczynnik określany według tabeli 1.5.2.1.

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 1.5.2.1, to wysokość ciśnienia próbnego należy każdorazowo uzgodnić z PRS.

**1.5.2.2** Próby ciśnieniowe części urządzeń można przeprowadzać oddzielnie dla każdej przestrzeni, stosując ciśnienie próbne określane stosownie do ciśnienia roboczego i temperatury w danej przestrzeni.

**1.5.2.3** 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.

Tabela 1.5.2.1

Material	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	–	–	–	–	–	–	
Braz, mosiądz i miedź	$p$ , [MPa], do	20	3,1	3,1	–	–	–	–	–	–	–	
	$K$	0	3,5	7	–	–	–	–	–	–	–	

### 1.5.3 Kotły, zbiorniki ciśnieniowe i wymienniki ciepła

**1.5.3.1** Wszystkie części kotłów, zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła po ich wykonaniu i zmontowaniu należy poddać próbom ciśnieniowym zgodnie z tabelą 1.5.3.1.

Tabela 1.5.3.1

Lp.	Wyszczególnienie	Ciśnienie próbne, [MPa]	
		po wykonaniu lub zmontowaniu elementów wytrzymałościowych, przed zainstalowaniem armatury	po całkowitym zmontowaniu wraz z armaturą
1	2	3	4
1	Kotły, przegrzewacze pary, podgrzewacze wody oraz ich części pracujące przy temperaturze niższej od 350 °C	$1,5 p_w$ , nie mniej niż $p_w + 0,1$	$1,25 p_w$ , nie mniej niż $p_w + 0,1$
2	Przegrzewacze pary oraz ich części pracujące przy temperaturze od 350 °C wzwyż	$1,5 p_w \frac{R_e^{350}}{R_e^t}$	$1,25 p_w$
3	Zbiorniki ciśnieniowe, wymienniki ciepła <sup>1)</sup> i ich części pracujące przy temperaturze niższej niż 350 °C i ciśnieniu: – do 15 MPa – powyżej 15,0 MPa <sup>2)</sup>	$1,5 p_w$ , nie mniej niż $p_w + 0,1$ $1,35 p_w$	– –

1	2	3	4
4	Wymienniki ciepła <sup>2)</sup> i ich części pracujące przy temperaturze wyższej niż 350 °C i ciśnieniach: – do 15 MPa  – powyżej 15 MPa <sup>2)</sup>	$1,5 p_w \frac{R_e^{350}}{R_e^t}$  $1,35 p_w \frac{R_e^{350}}{R_e^t}$	–  –
5	Części urządzeń do opalania kotłów znajdujące się pod ciśnieniem paliwa	–	$1,5 p_w$ , nie mniej niż 1
6	Przestrzenie gazowe kotłów na gazy odlotowe	–	próba powietrzem o ciśnieniu równym 0,01
7	Armatura kotłów	zgodnie z 1.5.2.1, nie mniej niż $2 p_w$	próba szczelności zamknięć ciśnieniem równym $1,25 p_w$
8	Zawory zasilające kotłów i zawory zaporowe kotłów oleju grzewczego	$2,5 p_w$	próba szczelności zamknięć ciśnieniem równym $1,25 p_w$
9	Armatura zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła	zgodnie z 1.5.2.1	próba szczelności zamknięć ciśnieniem równym $1,25 p_w$
10	Kotły oleju grzewczego	$1,5 p_w$ , nie mniej niż $p_w + 0,1$	$1,5 p_w$ , nie mniej niż $p_w + 0,1$

#### Uwagi do tabeli 1.5.3.1:

<sup>1)</sup> Próbie ciśnieniowej należy poddawać oddzielnie każdą stronę wymiennika ciepła. Próby chłodnic tłokowych silników spalinowych – patrz tabela 1.5.1.

<sup>2)</sup> Dla ciśnień  $p_w = 15$  do 16,6 MPa przyjmuje się do wyznaczania ciśnienia próbnego wartość stałą  $p_w = 16,6$  MPa.

$p_w$  – ciśnienie robocze, [MPa].

$R_e^{350}$  – granica plastyczności materiału w temperaturze 350 °C, [MPa].

$R_e^t$  – granica plastyczności materiału w temperaturze roboczej, [MPa].

**1.5.3.2** Próby ciśnieniowe należy przeprowadzać po zakończeniu wszystkich prac spawalniczych na powierzchniach poddawanych próbie, a przed założeniem izolacji i przykryć ochronnych.

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

**1.5.3.4** Kotły parowe po ich ustawieniu na okręcie należy poddać próbie parowej ciśnieniem roboczym.

**1.5.3.5** Zbiorniki sprężonego powietrza po zainstalowaniu na okręcie (wraz z armaturą) należy poddać próbie powietrzem o ciśnieniu roboczym.

## 1.5.4 Hydrauliczne układy napędowe i elementy hydrauliczne

**1.5.4.1** Rurociągi instalacji hydraulicznych należy poddać próbom ciśnieniowym określonym w podrozdziale 1.5.4 z *Części VI – Urządzenia maszynowe i urządzenia chłodnicze*.

**1.5.4.2** Akumulatory i siłowniki hydrauliczne należy poddać próbom ciśnieniowym w zakresie wymaganym dla zbiorników ciśnieniowych odpowiedniej klasy (patrz tabela 1.5.3.1).

**1.5.4.3** Zbiorniki palnej cieczy hydraulicznej należy poddać próbom ciśnieniowym w zakresie wymaganym dla zbiorników paliwa (patrz podrozdział A/6.3 z *Części II – Kadłub*).

## 1.6 Materiały i spawanie

**1.6.1** Materiały przeznaczone do wykonania części silników i innych urządzeń objętych wymaganiami *Części VII* powinny odpowiadać mającym zastosowanie wymaganiom *Części IX – Materiały i spawanie*.

Przykłady stosowanych połączeń spawanych podane są w Załączniku 1 do niniejszej części *Przepisów*.

**1.6.2** 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.

**1.6.3** Materiały zastosowane na części turbinowych silników spalinowych, pracujące w wysokich temperaturach (400 °C i wyższych) powinny być poddane próbie rozciągania w temperaturze obliczeniowej.

W przypadkach koniecznych PRS może zażądać przedłożenia danych o wytrzymałości materiału na pełzanie w temperaturze obliczeniowej.

**1.6.4** Na części kotłów, zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła, pracujące w temperaturach nie przekraczających 400 °C, może być stosowana stal węglowa i węglowo-manganowa, a na części pracujące w temperaturach do 500 °C – stal niskostopowa.

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.

Części oraz osprzęt kotłów i wymienników ciepła, pracujące w temperaturach wyższych niż 500 °C, należy wykonywać ze stali stopowych.

**1.6.5** Do budowy zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła dla temperatur obliczeniowych niższych niż 250 °C można, za zgodą PRS, stosować stale kadmowe spełniające wymagania rozdziału 3 z Części IX – *Materiały i spawanie*.

**1.6.6** Stosowanie stali stopowej do budowy kotłów, 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.

**1.6.7** Armatura kotłowa o średnicy do 200 mm dla ciśnień roboczych do 1,6 MPa i temperatur do 300 °C – z wyjątkiem zaworów bezpieczeństwa, zasilania, szumowania i odmulania – może być wykonana z żeliwa sferoidalnego o strukturze ferrytycznej zgodnie z wymaganiami określonymi w rozdziale 15 z Części IX – *Materiały i spawanie*.

**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 rozdziale 15 z Części IX – *Materiały i spawanie*.

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

**1.6.9** Stopy miedzi mogą być stosowane na części i armaturę kotłów, 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, które w wysokich temperaturach (ponad 350 °C) i ciśnieniach (ponad 7 MPa) stwarzają niebezpieczeństwo pożaru, korozji lub zatrucia;
- .3 giętkich podatnych elementów izolacji termicznej dla temperatur powyżej 1000 °C.

## 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 określaniu i dokonywaniu obróbki cieplnej konstrukcji spawanych należy uwzględnić wymagania rozdziału 23 z Części IX – *Materiały i spawanie*.

**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 kotły, wymienniki ciepła i zbiorniki ciśnieniowe klasy I (patrz tabela 8.1) ze stali, o grubości ścian powyżej 20 mm;
- .3 kotły, wymienniki ciepła i zbiorniki ciśnieniowe klasy II (patrz tabela 8.1) 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 produkowanych jednostkowo:

- .1 części stalowe wraz z ich złączami spawanymi (np. gniazda łożysk ramowych w podstawach silnika);
- .2 wały korbowe kute w całości;
- .3 stalowe lub kute części składanych wałów korbowych;
- .4 stalowe lub kute części półskładanych wałów korbowych;
- .5 korbowody;
- .6 trzony tłokowe;
- .7 stalowe denka tłoków;
- .8 śruby ściągowe;
- .9 śruby poddawane bezpośrednim obciążeniom zmiennym (śruby łożysk ramowych, korbowodowych i głowic cylindrowych);
- .10 stalowe głowice cylindrów;
- .11 stalowe koła zębate napędu wału rozrządu;

- .12 wały, wirniki i tarcze wirnikowe turbin oraz śruby łączące kadłuby turbin wysokociśnieniowych;
- .13 wały przekładni głównych i sterownice o masie ponad 100 kg;
- .14 koła i wieńce zębate o masie ponad 250 kg.

### 1.8.2 Badaniom ultradźwiękowym należy poddać:

- części tłokowych silników spalinowych o średnicy cylindrów do 400 mm wymienione w podpunktach .1, .2, .3, .4, .7 i .10 punktu 1.8.1,
- części tłokowych silników spalinowych o średnicy cylindrów większej od 400 mm wymienione w podpunktach .1 do .7 i .10 punktu 1.8.1,
- łopatki wirników turbin głównych i pomocniczych oraz łopatki kierownicze turbin głównych.

Badania te powinny być potwierdzone sprawozdaniem, podpisanym przez wytwórcę badanej części.

### 1.8.3 Badaniom w celu wykrycia wad powierzchniowych metodą defektoskopii magnetycznej lub z zastosowaniem ciekłych penetrantów, w rejonach uzgodnionych z PRS, należy poddać:

- części tłokowych silników spalinowych o średnicy cylindrów do 400 mm wymienione w podpunktach .1 do .5 punktu 1.8.1,
- części tłokowych silników spalinowych o średnicy cylindrów większej od 400 mm wymienione w podpunktach .1 do .11 punktu 1.8.1,
- łopatki robocze turbin głównych i pomocniczych oraz łopatki kierownicze turbin głównych.

Śruby ściągowe powinny być badane w części gwintowanej, na odcinku równym podwójnej długości części gwintowanej.

### 1.8.4 Dla ważnych wytrzymałościowo części silników mogą być wymagane kontrole szwów spawanych, przeprowadzone metodami uznanymi przez PRS.

1.8.5 PRS może zażądać przeprowadzenia badań nieniszczących również innych niż określone wyżej części mechanizmów wraz z ich złączami spawanymi, jeżeli zajdzie podejrzenie istnienia w nich wad.

1.8.6 Badania nieniszczące należy wykonywać zgodnie z wymaganiami *Części IX – Materiały i spawanie*.

## 1.9 Ogólne wymagania techniczne

1.9.1 Konstrukcja i wyposażenie urządzeń objętych wymaganiami *Części VII* powinny zapewniać ich normalną eksploatację w warunkach środowiskowych określonych w 1.6 z *Części VI – Urządzenia maszynowe i urządzenia chłodnicze*.

1.9.2 Paliwo do napędu silników i opalania kotłów powinno odpowiadać wymaganiom podrozdziału 1.18 z *Części VI – Urządzenia maszynowe i urządzenia chłodnicze*.



**1.9.3** Nagrzewające się powierzchnie silników, mechanizmów, kotłów i wymienników ciepła powinny być izolowane zgodnie z punktem 1.9.6 z Części VI – *Urządzenia maszynowe i urządzenia chłodnicze*.

**1.9.4** Elementy mocujące ruchome części silników i mechanizmów, a także znajdujące się w miejscach trudno dostępnych, powinny mieć konstrukcyjne zabezpieczenie przed poluzowaniem się połączenia.

**1.9.5** Instalacje rurociągów w obrębie silników, mechanizmów i kotłów powinny spełniać mające zastosowanie wymagania Części VI – *Urządzenia maszynowe i urządzenia chłodnicze*.

**1.9.6** Wyposażenie elektryczne silników, mechanizmów i kotłów powinno spełniać wymagania Części VIII – *Instalacje elektryczne i systemy sterowania*.

**1.9.7** Elementy silników i mechanizmów stykające się z czynnikami powodującymi korozję należy wykonywać z materiałów odpornych na korozję lub pokrywać powłokami antykorozyjnymi.

W przestrzeniach chłodzących mechanizmów i chłodnic z obiegiem wody morskiej należy zastosować ochronę protektorową.

**1.9.8** Silniki i mechanizmy należy wyposażać w przyrządy pomiarowo-kontrolne niezbędne do kontroli prawidłowości ich pracy, w ilości ustalonej przez producenta oraz spełniające wymagania podrozdziału 1.15 z Części VI – *Urządzenia maszynowe i urządzenia chłodnicze*.

Wymagania dotyczące wyposażenia w przyrządy kontrolno-pomiarowe silników przewidzianych do eksploatacji w maszynowni bezwachtowej określone są w rozdziale 21 z Części VIII – *Instalacje elektryczne i systemy sterowania*.

**1.9.9** Układy sterowania zdalnego i automatycznego oraz układy alarmowe i bezpieczeństwa silników i mechanizmów powinny spełniać wymagania Części VIII – *Instalacje elektryczne i systemy sterowania*.

---

## 2 TŁOKOWE SILNIKI SPALINOWE

### 2.1 Wymagania ogólne

**2.1.1** Wymagania niniejszego rozdziału mają zastosowanie do wszystkich wysokoprężnych tłokowych silników spalinowych o mocy 55 kW lub większej.

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

**2.1.2** Dany typ silnika charakteryzują:

- .1 średnica cylindra;
- .2 skok tłoka;
- .3 sposób wtrysku paliwa, np. „common rail”;
- .4 rodzaj pracy (czterosuw lub dwusuw);
- .5 sposób wymiany ładunku (zasysanie naturalne lub doładowanie);
- .6 maksymalna moc znamionowa z cylindra, znamionowa prędkość obrotowa i maksymalne ciśnienie użyteczne;
- .7 rodzaj doładowania (doładowanie w systemie pulsacyjnym lub w systemie stałego ciśnienia);
- .8 sposób chłodzenia powietrza doładującego (z chłodzeniem lub bez, ilość stopni chłodzenia);
- .9 układ cylindrów (układ rzędowy lub układ widlasty);
- .10 liczba cylindrów.

**2.1.3** Uznaje się, że silniki są tego samego typu, jeśli wszystkie parametry i dane określone w 2.1.2 są takie same i silniki nie różnią się w istotny sposób konstrukcją, elementami i materiałami.

**2.1.4** Moc znamionowa<sup>\*)</sup> silników powinna być zapewniona w warunkach otoczenia określonych w tabeli 2.1.4.

**Tabela 2.1.4**

Warunki otoczenia	Dla okrętów nieograniczonego rejonu żeglugi	Dla okrętów ograniczonych rejonów żeglugi (poza strefą tropikalną)
Ciśnienie atmosferyczne	100 kPa	100 kPa
Temperatura powietrza	+45 °C	+40 °C
Wilgotność względna powietrza	60%	50%
Temperatura wody zaburtowej	+32 °C	+25 °C

<sup>\*)</sup> Jako moc znamionową przyjmuje się moc określoną przez producenta silnika, osiąganą w nieograniczonym czasie w warunkach podanych w tabeli 2.1.4, przy obciążeniach mechanicznych i cieplnych nie większych niż określone przez producenta, potwierdzoną próbą pracy silnika.

**2.1.5** Silniki i obsługujące je instalacje powinny być zdolne do pracy przez okres nie krótszy niż 8 godzin w przypadku zalania wodą morską przedziału, w którym są one zainstalowane, do poziomu odpowiadającego wysokości najniższej położonej części ich łożysk głównych przy najbardziej niekorzystnym przegłębieniu okrętu.

**2.1.6** Silniki napędu głównego powinny spełniać wymagania określone w podrozdziale 1.8 z Części VI – *Urządzenia maszynowe i urządzenia chłodnicze*.

**2.1.7** Silniki napędowe awaryjnych zespołów prądotwórczych powinny być wyposażone w niezależną instalację paliwową, wody chłodzącej i smarowania.

## **2.2 Kadłub silnika**

**2.2.1** Skrzynia korbowa i zdejmowane lub otwierane pokrywy jej otworów powinny mieć dostateczną wytrzymałość, a ich zamocowanie powinno być takie, aby w przypadku wybuchu uniemożliwić przemieszczenie tych pokryw.

**2.2.2** Na kadłubie silnika i stykających się z nim elementach należy przewidzieć urządzenia odwadniające (rowki ściekowe, rurociągi itp.) lub zastosować inne środki w celu wykluczenia możliwości przedostania się paliwa i wody do oleju obiegowego, jak również przedostawania się oleju do wody chłodzącej.

Przestrzenie chłodzące powinny mieć urządzenia spustowe zapewniające całkowite usunięcie z nich wody.

**2.2.3** Podłączenia rurociągów powinny być tak wykonane, aby na kadłub silnika nie były przenoszone nadmierne obciążenia. Konstrukcja rurociągów i platform obsługowych powinna zapewniać kompensację wydłużeń wywołanych rozszerzalnością cieplną.

**2.2.4** W zasadzie nie należy przewidywać wentylowania skrzyń korbowych silników ani stosować urządzeń, które mogłyby spowodować dopływ powietrza z zewnątrz. Jeżeli zastosowano wymuszone usuwanie gazów ze skrzyń korbowych (np. w celu wykrywania dymu w skrzyni korbowej), to podciśnienie w nich nie powinno przekraczać 0,25 kPa.

Nie należy łączyć rur odpowietrzających ani rur ściekowych oleju smarowego z dwóch lub więcej silników.

Średnica rur odpowietrzających skrzynię korbową powinna być jak najmniejsza, przy czym ich końce powinny być wyposażone w armaturę odcinającą płomień oraz wykonane tak, aby uniemożliwić dostanie się wody do silnika. Rury odpowietrzające powinny być wyprowadzone na otwarty pokład do miejsc, gdzie wydobywające się z nich opary nie spowodują zagrożenia pożarowego.

**2.2.5** Skrzynie korbowe silników o średnicy cylindrów powyżej 200 mm oraz silników o objętości skrzyni korbowej przekraczającej 0,6 m<sup>3</sup> powinny być wyposażone w urządzenia bezpieczeństwa (zawory eksplozyjne) w sposób następujący:

- .1 silniki o średnicy cylindrów nie przekraczającej 250 mm należy wyposażyć w co najmniej jeden zawór na każdym końcu, przy czym silniki o ośmiu i więcej cylindrach dodatkowo w jeden zawór w pobliżu środka silnika;
- .2 silniki o średnicy cylindra od 250 mm do 300 mm należy wyposażyć w takie zawory co najmniej na co drugim układzie tłokowym (minimum 2 zawory na silniku);
- .3 silniki o średnicy cylindra powyżej 300 mm należy wyposażyć w jeden zawór na każdym układzie tłokowym.

**2.2.6** Powierzchnia czynna przepływu w zaworze eksplozyjnym nie może być mniejsza niż  $45 \text{ cm}^2$ . Sumaryczna powierzchnia przepływu zaworów eksplozyjnych na jednym silniku powinna wynosić co najmniej  $115 \text{ cm}^2$  na każdy  $1 \text{ m}^3$  całkowitej objętości skrzyni korbowej. Od całkowitej objętości skrzyni korbowej można odliczyć objętość elementów nieruchomych, na stałe zamontowanych w skrzyni korbowej.

**2.2.7** Urządzenia bezpieczeństwa (zawory eksplozyjne) powinny spełniać następujące wymagania:

- .1 zawór powinien być typu uznanego przez PRS;
- .2 konstrukcja zaworu powinna zapewniać natychmiastowe jego otwarcie, zanim nadciśnienie w skrzyni korbowej przekroczy  $0,02 \text{ MPa}$  oraz szybkie jego zamknięcie uniemożliwiające dopływ powietrza do skrzyni korbowej;
- .3 wyloty należy ekranować, tak aby osoby znajdujące się w pobliżu silnika były zabezpieczone przed wyrzucanym płomieniem.

**2.2.8** Na pokrywach skrzyni korbowej, po obu stronach silnika, należy umieścić tabliczki lub napisy ostrzegające, że nie należy otwierać drzwi, pokryw lub wizerników przed upływem określonego czasu, potrzebnego do wystarczającego ostygnięcia części silnika po jego zatrzymaniu. Dopuszcza się umieszczenie tego ostrzeżenia na stanowisku manewrowym.

**2.2.9** W przypadku silników o średnicy cylindra od 230 mm wzwyż, należy przewidzieć środki sygnalizujące osiągnięcie dopuszczalnej wartości nadciśnienia w cylindrach.

**2.2.10** Oddzielne przestrzenie skrzyni korbowej (takie jak przekładnia lub przestrzeń łańcucha napędu wału rozrzędu lub podobnych napędów), których całkowita objętość przekracza  $0,6 \text{ m}^3$ , powinny być wyposażone w dodatkowe zawory eksplozyjne, spełniające wymagania 2.2.5 i 2.2.6.

**2.2.11** Zaleca się, aby silnik był wyposażony w:

- alarm wysokiej temperatury łożyska oporowego, jeżeli znajduje się ono wewnątrz silnika i ma połączenie ze skrzynią korbową,
- alarm wysokiej temperatury łożysk albo alarm wysokiego stężenia mgły olejowej w skrzyni korbowej dla wszystkich silników o średnicy cylindra ponad 300 mm lub mocy całkowitej ponad 2250 kW.

## 2.3 Wał korbowy

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

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

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

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

**2.3.5** Na zewnętrznej stronie połączenia ramion wykorbionych z czopami głównymi wałów półskładanych należy nanieść kreski kontrolne.

**2.3.6** Jeżeli w podstawie silnika wbudowane jest łożysko oporowe, to średnica wału oporowego powinna być nie mniejsza od określonej w podrozdziale 2.4 i w punkcie 23.2.2.2 (jeżeli ma zastosowanie) z *Części VI – Urządzenia maszynowe i urządzenia chłodnicze*.

## 2.4 Przeplukiwanie i doładowanie

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

**2.4.2** Silniki główne, którym turbodmuchawy nie zapewniają wystarczającego doładowania przy uruchamianiu i przy pracy z niską prędkością obrotową, należy wyposażać w dodatkowy układ doładowania powietrzem, umożliwiający uzyskanie takiej prędkości obrotowej silnika, przy której turbodmuchawy zapewniają odpowiednie doładowanie.

## 2.5 Instalacja paliwowa

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

**2.5.2** Wszystkie zewnętrzne wysokociśnieniowe rurociągi paliwowe pomiędzy wysokociśnieniowymi pompami paliwa i wtryskiwaczami powinny być zabezpieczone systemem przewodów osłaniających, zdolnych do zatrzymania paliwa

w przypadku uszkodzenia rurociągu wysokociśnieniowego. W systemie przewodów osłaniających należy przewidzieć urządzenia do gromadzenia przecieków oraz alarm informujący o uszkodzeniu rurociągu paliwa.

Jeżeli jako przewody osłaniające zastosowano przewody elastyczne, to powinny one być typu uznanego.

Jeżeli w powrotnych przewodach paliwowych pulsacja ciśnienia przekracza 2 MPa, to powinny być one skutecznie osłonięte.

**2.5.3** Wszystkie powierzchnie o temperaturze powyżej 220 °C, na które może wytrysnąć strumień paliwa z uszkodzonego rurociągu, powinny być odpowiednio izolowane.

**2.5.4** Rurociągi paliwowe powinny być, tak dalece jak jest to praktycznie możliwe, osłonięte lub w inny, odpowiedni sposób zabezpieczone przed rozpyleniem lub przeciekiem paliwa na gorące powierzchnie, wloty powietrza do urządzeń maszynowych i wszelkie potencjalne źródła zapłonu. Liczba połączeń w takiej instalacji powinna być ograniczona do minimum.

**2.5.5** Konstrukcja filtrów paliwa zamontowanych na silnikach głównych i pomocniczych powinna pozwalać na ich czyszczenie bez konieczności zatrzymywania silnika. Wymaganie to uważa się za spełnione, jeżeli zastosowany zostanie przełączalny filtr podwójny.

## **2.6 Smarowanie**

**2.6.1** Silniki główne i silniki pomocnicze o mocy ponad 220 kW powinny mieć urządzenia alarmowe, dające sygnał dźwiękowy i świetlny w przypadku spadku ciśnienia oleju smarowego na wlocie do silnika.

**2.6.2** Na każdym króćcu doprowadzającym olej do cylindrów silników, jak również na króćcach umieszczonych w górnej części tulei, należy zainstalować zawór zwrotny.

**2.6.3** Konstrukcja filtrów oleju zamontowanych na silnikach głównych powinna pozwalać na ich czyszczenie bez konieczności zatrzymywania silnika.

Nie należy stosować filtrów bocznikowych, tzn. takich, przez które przepływa jedynie część oleju tłoczonego przez pompę.

W przypadku silników szybkoobrotowych, zastosowanie awaryjnego automatycznego przekierowania oleju do rurociągu bocznikującego filtr dopuszczalne jest jedynie po uzyskaniu zgody PRS.

## **2.7 Chłodzenie**

W przypadku zastosowania rur teleskopowych do chłodzenia tłoków lub do doprowadzania oleju do części ruchomych należy przewidzieć zabezpieczenie przed uderzeniami hydraulicznymi.

## 2.8 Urządzenia rozruchowe

**2.8.1** Rurociągi powietrza rozruchowego na silniku wysokoprężnym oprócz zaworu zwrotnego wymaganego w punkcie 17.3.2 z Części VI – *Urządzenia maszynowe i urządzenia chłodnicze* należy wyposażyć w płytkę bezpiecznikową lub w tłumik płomieni:

- dla silników nawrotnych posiadających główny kolektor rozruchowy – na każdym króćcu doprowadzającym sprężone powietrze do zaworów rozruchowych,
- dla silników nienawrotnych – na wlocie do kolektora powietrza rozruchowego.

Wymaganie to nie ma zastosowania do silników o średnicy cylindrów mniejszej niż 230 mm.

**2.8.2** Silniki z rozruchem elektrycznym zaleca się wyposażyć w zawieszoną prądnice do automatycznego ładowania baterii akumulatorów rozruchowych.

**2.8.3** Urządzenia rozruchowe silników awaryjnych zespołów prądotwórczych powinny spełniać wymagania określone w podrozdziale 9.5 z Części VIII – *Instalacje elektryczne i systemy sterowania*.

## 2.9 Instalacja wydechowa

Dla silników z pulsacyjnym zasilaniem turbodmuchaw należy przewidzieć urządzenie zapobiegające przedostawaniu się do turbodmuchaw odłamków pierścieni tłokowych i zaworów.

## 2.10 Sterowanie i regulacja

**2.10.1** Silniki główne powinny być wyposażone w ograniczniki momentu obrotowego (dawki paliwa), zapobiegające obciążeniu silnika momentem większym od znamionowego, wynikającym z mocy określonej w warunkach podanych w tabeli 2.1.4.

Jeżeli wymagana jest możliwość przeciążenia silnika momentem w trakcie eksploatacji, to maksymalny przeciążeniowy moment obrotowy nie powinien przekraczać 1,1 momentu znamionowego. W takim przypadku silnik powinien być wyposażony w ogranicznik momentu, spełniający jeden z następujących warunków:

- .1 ogranicznik powinien być dwupołożeniowy, z możliwością przełączania 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.

**2.10.2** W przypadku silników do napędu prądnic powinna w trakcie eksploatacji istnieć możliwość ich krótkotrwałego okresowego przeciążenia momentem obrotowym równym 1,1 momentu znamionowego przy znamionowej prędkości obrotowej.

Silniki do napędu prądnic powinny być wyposażone w ogranicznik momentu obrotowego (dawki paliwa), zapobiegający obciążeniu silnika momentem obrotowym większym od 1,1 momentu znamionowego, wynikającego z mocy określonej dla warunków otoczenia podanych w tabeli 2.1.4.

**2.10.3** Stopień nierównomierności biegu zespołów prądotwórczych nie powinien przekraczać wartości określonych w punkcie 4 z Załącznika 2 do *Części VIII – Instalacje elektryczne i systemy sterowania*.

**2.10.4** Urządzenia rozruchowe i nawrotne powinny być tak wykonane, aby wykluczyć możliwość:

- .1 pracy silnika przy obrotach o kierunku przeciwnym do zadanego;
- .2 wykonania nawrotu silnika przy włączonym dopływie paliwa;
- .3 rozruchu silnika przed wykonaniem nawrotu;
- .4 rozruchu silnika przy włączonej obracarce wału.

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

Oprócz powyższego regulatora prędkości obrotowej, 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. Inne rozwiązania mogą być stosowane tylko wówczas, gdy PRS uzna je za równoważne.

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

**2.10.6** Każdy silnik napędzający prądnicę podstawową lub awaryjną powinien mieć regulator prędkości obrotowej zapewniający spełnienie następujących wymagań:

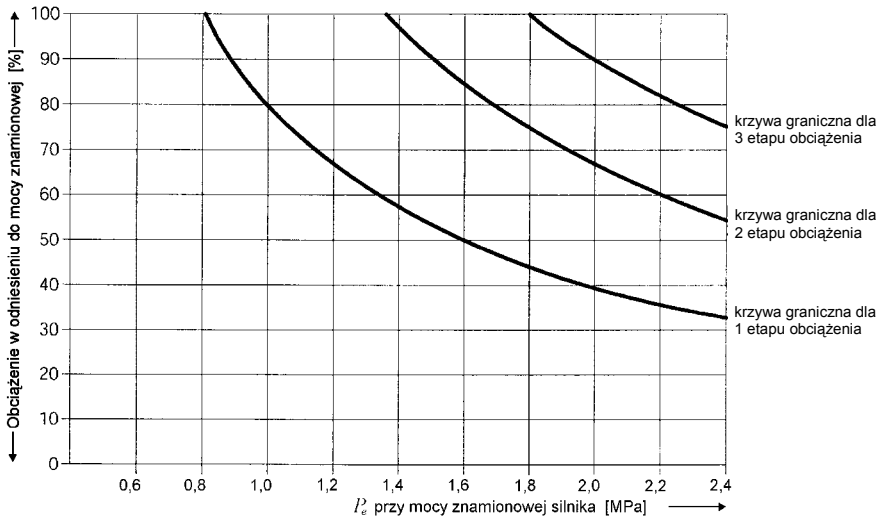
- .1 chwilowa zmiana częstotliwości napięcia w sieci elektrycznej nie powinna przekraczać  $\pm 10\%$  częstotliwości znamionowej. Po takiej zmianie częstotliwość napięcia powinna być przywrócona do wartości znamionowej po upływie nie więcej niż 5 s, przy załączanym lub wyłączanym odbiorniku o maksymalnej mocy.

W przypadku wyłączenia odbiornika o maksymalnej mocy znamionowej równej mocy prądnicy, dopuszcza się chwilową zmianę prędkości obrotowej przekraczającą 10% prędkości znamionowej, o ile nie spowoduje to zadziałania urządzenia zapobiegającego nadmiernemu wzrostowi prędkości obrotowej (patrz 2.10.5);

- .2 w zakresie obciążeń pomiędzy 0 – 100% obciążenia znamionowego ustalona prędkość obrotowa po zmianie obciążenia nie powinna odbiegać od prędkości znamionowej o więcej niż  $\pm 5\%$ ;



- .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. Uznaje się, że się prędkość obrotowa została osiągnięta, jeżeli wahania prędkości obrotowej nie przekraczają wartości +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. 2.10.6.4, 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, a także – dla prądnic pracujących równolegle – przypadek przejścia obciążenia przez jedną z nich po wyłączeniu drugiej;



Rys. 2.10.6.4 Krzywe graniczne dla obciążania silnika 4-suwowego etapami od biegu luzem do mocy znamionowej w zależności od średniego ciśnienia użytecznego  $p_e$ , [MPa]

- .5 dla prądnic awaryjnych, przy nagłym obciążeniu mocą znamionową, mają zastosowanie wymagania określone w .1 i .2.

Oprócz regulatora prędkości obrotowej każdy silnik o mocy 220 kW i większej, napędzający prądnicę, powinien być wyposażony w oddzielne urządzenie zapobiegające wzrostowi prędkości obrotowej silnika o wartość przewyższającą o 15% prędkość znamionową.

**2.10.7** Zespoły prądotwórcze przewidziane do pracy równoległej powinny odpowiadać dodatkowo wymaganiom podrozdziału 3.2.2 z Części VIII – Instalacje elektryczne i systemy sterowania.

**2.10.8** Elektroniczne regulatory prędkości obrotowej powinny spełniać mające zastosowanie wymagania Części VIII – Instalacje elektryczne i systemy sterowania.

**2.10.9** Każde stanowisko sterowania silnikiem należy wyposażać w urządzenie do ręcznego szybkiego odcinania dopływu paliwa w sytuacjach awaryjnych.

Urządzenia sterujące silnikiem głównym i stanowiska sterowania powinny spełniać wymagania podrozdziałów 1.12 i 1.13 z Części VI – Urządzenia maszynowe i urządzenia chłodnicze.

## **2.11 Tłumiki drgań skrętnych**

**2.11.1** Konstrukcja tłumika powinna umożliwiać pobieranie próbek płynu roboczego.

**2.11.2** Do smarowania sprężynowych tłumików drgań powinien w zasadzie być wykorzystywany obiegowy układ smarowania silnika.

**2.11.3** Konstrukcja tłumika instalowanego na wolnym końcu wału korbowego powinna zapewniać możliwość podłączenia do wału korbowego przyrządów do pomiaru drgań skrętnych.

## **2.12 Nadzór, próby i świadectwa**

**2.12.1** Następujące ważne części silników podlegają w czasie produkcji nadzorowi pod względem ich zgodności z zatwierdzoną dokumentacją:

- wał korbowy<sup>M)</sup>,
- kołnierz do przenoszenia napędu głównego (nie będący częścią wału korbowego)<sup>M)</sup>,
- śruby łączące odcinki wału korbowego<sup>M2)</sup>,
- denka tłoków<sup>M2)</sup>,
- korbowody wraz z pokrywami łożysk<sup>M)</sup>,
- bloki i tuleje cylindrowe<sup>M1)</sup>,
- głowice cylindrów<sup>M1)</sup>,
- podstawy o konstrukcji spawanej: usztywnienia łożysk wykonane ze stali kutej lub staliwa oraz blachy<sup>M)</sup>,
- rama i skrzynia korbowa<sup>M)</sup>,
- konstrukcja nośna silnika<sup>M)</sup>,
- śruby ściągowe<sup>M)</sup>,
- wał i wirnik turbodmuchawy łącznie z łopatkami (dotyczy również dmuchaw napędzanych mechanicznie od wału silnika, jak dmuchawy Roots'a; nie dotyczy dmuchaw pomocniczych)<sup>M1)</sup>,

- śruby i śruby dwustronne do głowic cylindrów, bloków cylindrowych, łożysk ramowych i korbowodowych,
- koła zębate napędu wału rozrządu.

Nadzór w zakresie zgodności z zatwierdzoną dokumentacją dla silników produkowanych masowo jest przedmiotem odrębnego rozpatrzenia przez PRS.

**Uwagi i objaśnienia indeksowe:**

- M) – materiał elementów z odbiorem PRS.
- M1) – materiał elementów silników z cylindrami o średnicy powyżej 300 mm z odbiorem PRS.
- M2) – materiał elementów silników z cylindrami o średnicy powyżej 400 mm z odbiorem PRS.

Powyższy wykaz nie obejmuje rurociągów i wyposażenia instalacji sprężonego powietrza oraz innych instalacji ciśnieniowych będących częścią silników, dla których odbiór zastosowanych materiałów może być wymagany przez PRS.

**2.12.2** Nadzór nad masową produkcją silników spalinowych i turbodmuchaw prowadzony jest według zasad podanych w *Publikacjach: Nr 4/P – Nadzór nad masową produkcją silników spalinowych* i *Nr 5/P – Nadzór nad masową produkcją silników turbodmuchaw*.

**2.12.3** Każdy silnik po zakończeniu montażu, regulacji i docierania należy poddać próbom ruchowym u producenta według programu uzgodnionego z PRS. Próby silników należy przeprowadzać z uwzględnieniem wymagań określonych w *Publikacji Nr 28/P – Próby silników spalinowych*.

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

**2.12.5** Próby typu silników należy przeprowadzać według programu zapewniającego sprawdzenie stanu technicznego silnika i jego zdatności do długotrwałej pracy.

Próby typu silników należy przeprowadzać według wymagań zawartych w *Publikacji Nr 28/P – Próby silników spalinowych*.

Można odstąpić od ponownej próby typu silnika po zmianie liczby cylindrów, jeżeli zgodnie z 2.1.3 uzna się, że silnik pozostaje tego samego typu.

**2.12.6** PRS może rozważyć dopuszczenie, bez ponownej próby typu, do zwiększenia mocy znamionowej silnika maksymalnie o 10%, pod warunkiem że przy zwiększonej mocy silnik nadal będzie spełniał wymagania zawarte w 2.4.

---

### 3 TURBINOWE SILNIKI SPALINOWE

#### 3.1 Zakres zastosowania

Wymagania niniejszego rozdziału mają zastosowanie do turbinowych silników spalinowych napędu głównego oraz napędu prądnic i urządzeń pomocniczych.

#### 3.2 Określenia i objaśnienia

**3.2.1** Dla potrzeb niniejszego rozdziału wprowadza się następujące określenia:

**T u r b i n o w y s i l n i k s p a l i n o w y** – silnik składający się z:

- sprężarki,
- komory (komór) spalania,
- turbiny wytwornicy spalin i wymiennika ciepła (jeżeli występują),
- turbiny napędowej,

wraz z fundamentem, urządzeniami sterowania i wszystkimi zintegrowanymi instalacjami.

**T u r b i n a n a p ę d o w a** – każda turbina połączona bezpośrednio lub przez sprzęgło rozłączne z zewnętrznym odbiornikiem energii (przekładnią, prądnicą).

**3.2.2** Ilekroć w niniejszym rozdziale użyte jest określenie „turbina”, oznacza ono zarówno turbinę wytwornicy spalin jak i turbinę napędową.

#### 3.3 Warunki odniesienia

Jako warunki odniesienia przyjmuje się warunki atmosfery wzorcowej wg ISO 2314:

- temperatura +15 °C,
- wilgotność względna 60%,
- ciśnienie atmosferyczne 101,3 kPa.

#### 3.4 Wymagania instalacyjne

**3.4.1** Wloty powietrza powinny być tak umieszczone i wykonane, aby wykluczyć, na ile jest to możliwe, dostanie się do sprężarki obcych ciał, w tym wody morskiej i spalin. W razie potrzeby wloty powinny być wyposażone w filtry, urządzenia odladzające oraz urządzenia myjące do usuwania wykrystalizowanej soli.

W konstrukcji kanałów wlotowych nie należy stosować połączeń śrubowych i nie zaleca się stosowania połączeń nitowanych.

**3.4.2** Wyloty spalin powinny być tak umieszczone i wykonane, aby wykluczyć, na ile jest to możliwe, przepływ spalin do sprężarki. W razie potrzeby wyloty powinny być wyposażone w urządzenia do schładzania spalin w celu zmniejszenia emitowanego pola cieplnego.

**3.4.3** W układach napędowych zawierających więcej niż jeden silnik, wloty i wyloty powinny być oddzielne. Po zatrzymaniu jednego silnika nie powinien w nim powstawać przepływ powietrza wywołany pracą pozostałych silników.

**3.4.4** Podłączenia rurociągów powinny być tak wykonane, aby na kadłub silnika nie były przenoszone nadmierne obciążenia. Konstrukcja rurociągów i platform obsługowych powinna zapewniać kompensację wydłużeń wywołanych rozszerzalnością cieplną.

**3.4.5** Jeżeli temperatura powierzchni zewnętrznej kadłuba silnika przekracza 220°C i powierzchnia ta nie może być zaizolowana w sposób wykluczający możliwość przecieku palnej cieczy na tę powierzchnię, to należy zastosować zamkniętą obudowę turbiny wyposażoną w odpowiednią instalację wentylacji mechanicznej, instalację wykrywczą pożaru i automatyczną instalację gaśniczą.

### **3.5 Ogólne wymagania konstrukcyjne**

**3.5.1** Silniki i obsługujące je instalacje powinny być zdolne do pracy przez okres nie krótszy niż 8 godzin w przypadku zalania wodą morską przedziału, w którym są one zainstalowane, do poziomu odpowiadającego wysokości najniższej położonej części ich kadłubów.

**3.5.2** Konstrukcja silnika powinna zapewniać, że po możliwym uszkodzeniu i oderwaniu łopatki dowolnego wirnika nie nastąpią uszkodzenia konstrukcji na zewnątrz kadłubów turbin i sprzężarek. W szczególności należy zapobiec możliwości okaleczenia osób, wybuchu pożaru, powstania przecieków paliwa lub innej cieczy palnej.

**3.5.3** Określony przez producenta i potwierdzony doświadczalnie czas pracy silnika między kolejnymi przeglądami o znacznym zakresie nie powinien być w zasadzie krótszy niż 5000 godzin przy typowych warunkach eksploatacji na okręcie.

**3.5.4** Izolacja silników powinna spełniać wymagania punktu 1.9.6 z *Części VI – Urządzenia maszynowe i urządzenia chłodnicze*.

### **3.6 Urządzenia rozruchowe**

**3.6.1** Program rozruchu, jeżeli ma zastosowanie, powinien zapewniać automatyczne przerwanie rozruchu w przypadku nieosiągnięcia w procesie rozruchu odpowiednich parametrów kontrolnych, takich jak prędkość obrotowa wirników, ciśnienie powietrza za sprzężarką lub ciśnienie oleju smarowego.

**3.6.2** Należy zapewnić, stosując urządzenia działające automatycznie albo w powiązaniu z innymi, usunięcie możliwych pozostałości paliwa ze wszystkich przestrzeni silnika, przed zapłonem paliwa. Czas przedmuchu przed każdorazowym zapłonem paliwa powinien pozwalać na co najmniej trzykrotną wymianę powietrza w przestrzeniach silnika.

**3.6.3** Jeżeli w ustalonym czasie po rozpoczęciu rozruchu nie dojdzie do zapłonu paliwa, to powinno nastąpić automatyczne przerwanie rozruchu, odcięcie dopływu paliwa oraz rozpoczęcie przedmuchu.

### 3.7 Sterowanie i regulacja

**3.7.1** Każda turbina powinna być wyposażona w regulator bezpieczeństwa, oddzielony od regulatora prędkości obrotowej, zapobiegający wzrostowi prędkości obrotowej o więcej niż 15% ponad wartość znamionową.

**3.7.2** Każda turbina napędowa, jeżeli współpracuje z przekładnią nawrotną, napędem elektrycznym, śrubą nastawną lub innym urządzeniem umożliwiającym pracę turbiny bez obciążenia, powinna być wyposażona w niezależny regulator prędkości obrotowej, zdolny do regulacji prędkości obrotowej turbiny nieobciążonej, zapewniający utrzymanie prędkości obrotowej poniżej progu zadziałania regulatora bezpieczeństwa.

**3.7.3** Silniki napędzające podstawowe i awaryjne prądnice winny również spełniać wymagania punktów 2.10.6.1, 2.10.6.2 i 2.10.6.3. W przypadku silników napędzających prądnice awaryjne powinna być zapewniona możliwość nagłego obciążenia prądnicy mocą wszystkich odbiorników przyłączanych automatycznie, również w przypadku, kiedy ta moc przekracza 50% mocy znamionowej danej prądnicy.

**3.7.4** Silniki powinny być wyposażone w układy automatycznej regulacji, zapewniające utrzymanie w granicach dopuszczalnych, w całym zakresie pracy, następujących parametrów:

- temperatura oleju smarowego,
- temperatura lub lepkość paliwa,
- temperatura spalin.

**3.7.5** Każde stanowisko sterowania silnikiem należy wyposażyć w urządzenie do ręcznego szybkiego odcinania dopływu paliwa w sytuacjach awaryjnych.

Urządzenia sterujące silnikami napędu głównego i stanowiska sterowania powinny spełniać wymagania podrozdziałów 1.12 i 1.13 z *Części VI – Urządzenia maszynowe i urządzenia chłodnicze*.

### 3.8 Układy kontrolne

**3.8.1** Układy kontrolne powinny spełniać wymagania dla układów zdalnego sterowania i automatyki, określone w podrozdziałach 20.1, 20.2, 20.3 i 20.4 z *Części VIII – Instalacje elektryczne i systemy sterowania*. Ponadto układy kontrolne powinny spełniać, w zakresie uzgodnionym z PRS, mające zastosowanie wymagania określone w podrozdziałach 20.5 i 20.6 z *Części VIII*.

**3.8.2** Silniki napędu głównego powinny być wyposażone w układy alarmowe i układy bezpieczeństwa w zakresie podanym w tabeli 3.8.2-1. Pozostałe silniki powinny być wyposażone w układy alarmowe i układy bezpieczeństwa w zakresie podanym w tabeli 3.8.2-2. Wymagania dla silników o mocy poniżej 100 kW mogą być obniżone, po uzgodnieniu z PRS.

**Tabela 3.8.2-1**  
**Układy kontrolne turbinowych silników spalinowych napędu głównego**

Lp.	Parametr kontrolowany	Układ alarmowy: sygnalizowana wartość parametru	Układ bezpieczeństwa *	Uwagi
1	2	3	4	5
1.	Prędkość obrotowa **	maksymalna	zatrzymanie	dotyczy każdego wału wytwornicy spalin i turbiny napędowej
2.	Ciśnienie oleju smarowego	niska	–	–
		minimalna	zatrzymanie	
3.	Ciśnienie oleju smarowego przekładni	niska	–	–
		minimalna	zatrzymanie***	
4.	Różnica ciśnień na filtrze oleju smarowego	maksymalna	–	–
5.	Temperatura oleju smarowego	maksymalna	–	–
6.	Ciśnienie paliwa	maksymalna	–	–
7.	Temperatura głównych łożysk	maksymalna	–	–
8.	Temperatura paliwa	maksymalna	–	–
9.	Temperatura cieczy chłodzącej	maksymalna	–	–
10.	Zanik płomienia lub nieudany zapłon	zanik płomienia lub nieudany zapłon	zatrzymanie ***	patrz również wymaganie 3.6.2
11.	Przebieg rozruchu	nieudane uruchomienie	zatrzymanie	patrz również wymaganie 3.6.2
12.	Drgania	wysoka	–	–
		maksymalna	zatrzymanie***	
13.	Przemieszczenie osiowe wirnika	maksymalna	zatrzymanie ***	nie dotyczy silników z łożyskami tocznymi
14.	Temperatura gazów wylotowych	wysoka	–	dotyczy komór spalania i turbin
		maksymalna	zatrzymanie ***	
15.	Podciśnienie powietrza na wlocie do sprężarki	wysoka	–	–
		maksymalna	zatrzymanie	
16.	Zasilanie układów sterowania silnikiem	minimalna	–	dotyczy również ciśnienia cieczy hydraulicznej regulatora prędkości obrotowej i urządzeń wykonawczych układu bezpieczeństwa
17.	Działanie układu bezpieczeństwa	zadziałanie	–	dotyczy również awaryjnego zatrzymania ręcznego

- \* Zatrzymanie przez układ bezpieczeństwa należy rozumieć jako działanie według wymagań punktu 3.8.3. Po zatrzymaniu turbiny przez układ bezpieczeństwa, wirnik może być obracany zewnętrznym źródłem energii.
- \*\* Zaleca się, aby poziom alarmowy prędkości obrotowej był ustawiony o 5 ÷ 8% powyżej znamionowej prędkości obrotowej, natomiast zadziałanie układu bezpieczeństwa powinno nastąpić przy prędkości obrotowej o 15% wyższej od znamionowej prędkości obrotowej.
- \*\*\* Zatrzymanie przez szybkie odcięcie dopływu paliwa może być zastąpione natychmiastowym zmniejszeniem mocy do poziomu biegu jałowego, jeżeli dokonana analiza możliwych awarii i skuteczności układu bezpieczeństwa wykaże, że nie grozi to zniszczeniem turbiny lub okrętu.

**Tabela 3.8.2-2**  
**Układy kontrolne pomocniczych turbinowych silników spalinowych**

Lp.	Parametr kontrolowany	Układ alarmowy: sygnalizowana wartość parametru	Układ bezpieczeństwa	Uwagi
1	2	3	4	5
1.	Prędkość obrotowa*	maksymalna	zatrzymanie	–
2.	Ciśnienie oleju smarowego	niska	–	–
		minimalna	zatrzymanie	
3.	Temperatura oleju smarowego	maksymalna	–	–
4.	Temperatura gazów wylotowych	maksymalna	–	dotyczy temperatury przed turbiną
5.	Zanik płomienia lub nieudany zapłon	zanik płomienia lub nieudany zapłon	zatrzymanie	–
6.	Drgania	wysoka	–	–
7.	Zanik zasilania układów kontrolnych	zanik zasilania	–	–
8.	Działanie układu bezpieczeństwa	zadziałanie	–	–

- \* Zaleca się, aby poziom alarmowy prędkości obrotowej był ustawiony o 5 ÷ 8% powyżej znamionowej prędkości obrotowej, natomiast zadziałanie układu bezpieczeństwa powinno nastąpić przy prędkości obrotowej o 15% wyższej od znamionowej prędkości obrotowej.

**3.8.3** Zatrzymanie przez układ bezpieczeństwa powinno być realizowane przez szybkie odcięcie dopływu paliwa blisko wtryskiwaczy.

**3.8.4** Zaleca się zastosowanie dla silników napędu głównego, oprócz alarmów wymienionych w tabeli 3.8.2-1, alarmu niskiego poziomu oleju smarowego w zbiorniku olejowym.



### 3.9 Nadzór, próby i świadectwa

**3.9.1** Silniki przeznaczone na okręty powinny być typu uznanego przez PRS.

**3.9.2** PRS może, po rozpatrzeniu dokumentacji technicznej, zgodzić się na zastosowanie silnika posiadającego *Świadectwo uznania typu*, wydane przez inną instytucję klasyfikacyjną albo specjalistyczny organ administracji państwowej.

**3.9.3** Każdy silnik, o którym mowa w 3.9.1 i 3.9.2, powinien być poddany podczas produkcji i prób nadzorowi PRS, zgodnie z wymaganiami punktów 3.9.4 do 3.9.19.

**3.9.4** Nadzór nad produkcją i próbami silnika u producenta obejmuje:

- .1 sprawdzenie zgodności zastosowanych materiałów i technologii z zatwierdzoną dokumentacją;
- .2 sprawdzenie zgodności wykonania z zatwierdzoną dokumentacją;
- .3 próby wyrobu, w tym:
  - próby ciśnieniowe kadłubów, rurociągów i armatury,
  - próby części turbiny,
  - próby ruchowe u producenta.

Próby wyrobu należy przeprowadzić zgodnie z zatwierdzonym programem prób.

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

**3.9.5** Następujące ważne części silników podlegają w czasie produkcji nadzorowi pod względem ich zgodności z zatwierdzoną dokumentacją:

- kadłuby turbin i sprężarek<sup>M)</sup>,
- komory spalania<sup>M)</sup>,
- łopatki wirnikowe turbin i sprężarek<sup>M)</sup>,
- zespoły wirnikowe: wały, tarcze, sprzęgła<sup>M)</sup>,
- przyrządy ekspansyjne turbin,
- śruby łączące elementy wirnika, kadłuba, sprzęgieł<sup>M)</sup>,
- uszczelnienia ruchowe,
- rurociągi, armatura<sup>M)</sup>.

**Uwagi i objaśnienia indeksowe:**

<sup>M)</sup> – materiał elementów z odbiorem PRS.

Powyższy wykaz nie obejmuje rurociągów i wyposażenia instalacji sprężonego powietrza oraz innych instalacji ciśnieniowych będących częścią silników, dla których odbiór zastosowanych materiałów może być wymagany przez PRS.

**3.9.6** Sprawdzeniu podlegają użyte materiały, podlegające nadzorowi w czasie produkcji zgodnie z 3.9.5, jak również technologie spawania, obróbki cieplnej i inne, podlegające uzgodnieniu przy zatwierdzaniu dokumentacji technicznej.

**3.9.7** 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.

**3.9.8** Próby ciśnieniowe kadłubów należy przeprowadzić przy ciśnieniu określonym zgodnie z 1.5.2.1, przy czym użyta do przeliczeń wartość  $p$  oznacza najwyższe ciśnienie panujące w kadłubie podczas pracy turbiny lub podczas jej uruchomienia (jeżeli to ostatnie jest wyższe). W celu uzyskania właściwego rozkładu ciśnień, do prób kadłuby mogą być podzielone tymczasowymi przegrodami.

Próby ciśnieniowe wymienników ciepła należy przeprowadzić zgodnie z tabelą 1.5.3.1.

**3.9.9** W ramach prób części należy sprawdzić wyważenie dynamiczne wirników sprężarek i turbin oraz przeprowadzić próbę wytrzymałości każdego wirnika, trwającą pięć minut. Próbę należy przeprowadzić przy prędkości obrotowej o 5% wyższej od prędkości, przy której następuje zadziałanie regulatora bezpieczeństwa lub przy prędkości o 15% wyższej od prędkości znamionowej, w zależności od tego, która z prędkości jest większa.

**3.9.10** Próby ruchowe u producenta powinny być przeprowadzone dla silnika połączonego z jego odbiornikiem mocy. Jeżeli jest to niemożliwe, wówczas wał turbiny napędowej powinien być połączony z układem o momencie bezwładności zbliżonym do momentu bezwładności przewidywanego odbiornika mocy. PRS może rozważyć wykonanie określonej części lub całości prób ruchowych na okręcie.

Próby ruchowe obejmują:

- .1 próby rozruchów i zatrzymań;
- .2 sprawdzenie stabilnej pracy nieobciążonego silnika;
- .3 sprawdzenie pracy silnika przy takich zmianach obciążenia, jakie mogą wystąpić w eksploatacji, włącznie z szybkim przyjęciem i zdjęciem pełnego obciążenia, jeżeli takie przyjęcie i zdjęcie obciążenia jest w danym układzie napędowym możliwe i dopuszczalne;
- .4 próby działania układów kontrolnych, w tym próba zadziałania regulatora bezpieczeństwa przy rzeczywistych nadmiernych prędkościach obrotowych turbiny;
- .5 próby pracy silnika przy mocy częściowej, wynikającej z obciążenia według krzywej śrubowej – dla silników napędu głównego;
- .6 próbę pełnej mocy silnika, przeprowadzoną zgodnie z normą międzynarodową lub krajową, uzgodnioną z PRS. Próbę tę należy wykonywać w warunkach otoczenia możliwie najbardziej zbliżonych do warunków odniesienia określonych w 3.3. Przeliczenie mocy na warunki odniesienia należy wykonać metodą uzgodnioną z PRS;
- .7 podczas prób ruchowych należy dokonać pomiaru drgań w zakresie od 0 do 110% znamionowej prędkości obrotowej turbiny, w tym – podczas uruchomienia – pracy pod obciążeniem i swobodnego wybiegu turbiny.

**3.9.11** Dla silników napędzających prądnice zaleca się sprawdzenie, w ramach prób ruchowych, zdolności utrzymania 110% mocy znamionowej przez 5 minut i sprawdzenie spełnienia wymagań określonych w 3.7.3.

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

**3.9.13** Po zakończeniu prób ruchowych należy dokonać oględzin zewnętrznych całego zespołu oraz przeprowadzić przy pomocy endoskopu oględziny wewnętrzne komór spalania, turbin i sprzęzarek.

**3.9.14** 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, ujęte w zatwierdzonym przez PRS programie prób.

**3.9.15** PRS wydaje metrykę silnika po zaakceptowaniu kompletnego sprawozdania z prób wyrobu. Zastrzega się możliwość wydania metryki dopiero po próbach w morzu.

**3.9.16** Próby każdego silnika w morzu powinny się odbywać zgodnie z zatwierdzonym programem.

W próbach należy wykazać zgodność silnika i jego instalacji z zatwierdzoną dokumentacją oraz zademonstrować zdolność silnika do zapewnienia napędu okrętu lub zaopatrzenia w energię we wszystkich przewidzianych wariantach pływania w morzu i przy manewrach. W ramach prób silników napędu głównego i pomocniczego należy m. in.:

- zmierzyć i przeanalizować poziomy drgań,
- wykonać próbę rozruchów wraz z symulacją stanów nieprawidłowych,
- wykonać próbę zadziałania układu bezpieczeństwa w przypadku nadmiernych prędkości obrotowych,
- sprawdzić działanie układu przygotowania paliwa,
- sprawdzić działanie mechanizmu nawrotu, jeżeli jest zastosowany,
- sprawdzić właściwe ustawienie progów działania układu alarmowego i układu bezpieczeństwa.

**3.9.17** Podczas prób układów kontrolnych należy wykazać spełnienie wymagań określonych w 3.8.1.

**3.9.18** Po zakończeniu prób w morzu PRS może zażądać przeglądu silnika w stanie otwartym lub oględzin wewnętrznych przy pomocy endoskopu.

**3.9.19** Protokół z prób w morzu silnika napędu głównego powinien być przedstawiony PRS do rozpatrzenia. PRS może zażądać przedstawienia protokołu z prób w morzu silników o innym przeznaczeniu.

## 4 PRZEKŁADNIE, SPRZĘGŁA ROZŁĄCZNE I ELASTYCZNE

### 4.1 Wymagania ogólne

**4.1.1** Konstrukcja przekładni powinna zapewniać ich normalną eksploatację w warunkach określonych w podrozdziale 1.6 z Części VI – *Urządzenia maszynowe i urządzenia chłodnicze*. Sprzęgła elastyczne i rozłączne w linii przeniesienia napędu na okrętach ze wzmocnieniami lodowymi powinny spełniać wymagania punktu 23.2.4.1 z Części VI.

**4.1.2** 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.

### 4.2 Przekładnie zębate

#### 4.2.1 Postanowienia ogólne

**4.2.1.1** 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.

**4.2.1.2** Dokumentacja przekładni (patrz 1.4.4) powinna zawierać wszystkie dane niezbędne do wykonania obliczeń sprawdzających, przeprowadzonych wg zasad opisanych w 4.2.3. Obliczenia dotyczą kół zębatych i wałów w ciągu przenoszenia mocy silnika od wejścia do wyjścia z przekładni.

#### 4.2.2 Dane do obliczeń naprężeń w zębach kół zębatych

**4.2.2.1** 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 4.2.4) i naprężenia zginające stopy zębów (wg metody opisanej w 4.2.5).

**4.2.2.2** 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 – zębnika, [mm];
- $b_2$  – szerokość wieńca zębatego – koła, [mm];
- $d$  – średnica walca podziałowego (średnica podziałowa), [mm];
- $d_1$  – średnica walca podziałowego – zębnika, [mm];
- $d_2$  – średnica walca podziałowego – koła, [mm];
- $d_{a1}$  – średnica walca wierzchołków zębów – zębnika, [mm];
- $d_{a2}$  – średnica walca wierzchołków zębów – koła, [mm];
- $d_{b1}$  – średnica walca zasadniczego – zębnika, [mm];
- $d_{b2}$  – średnica walca zasadniczego – koła, [mm];
- $d_{f1}$  – średnica walca stóp zębów – zębnika, [mm];
- $d_{f2}$  – średnica walca stóp zębów – koła, [mm];
- $d_{w1}$  – średnica walca tocznego – zębnika, [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 – zębnika, [obr./min];
- $n_2$  – prędkość obrotowa – koła, [obr./min];
- $P$  – maksymalna moc ciągła przenoszona przez przekładnię (w przypadku przekładni głównych przeznaczonych na okręty ze wzmocnieniami lodowymi należy uwzględnić wymagania punktu 23.2.4.1 z Części VI – Urządzenia maszynowe i urządzenia chłodnicze), [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 – zębnika;
- $x_2$  – współczynnik przesunięcia zarysu odniesienia – koła;
- $z_1$  – liczba zębów zębnika;
- $z_2$  – liczba zębów koła;
- $z_n$  – zastępcza liczba zębów;
- $\alpha_n$  – kąt zarysu na walcu podziałowym w przekroju normalnym, [°];
- $\alpha_t$  – kąt zarysu na walcu podziałowym w przekroju czołowym, [°];
- $\alpha_{tw}$  – kąt zarysu na walcu tocznym w przekroju czołowym, [°];
- $\beta$  – kąt pochylenia linii zęba na walcu podziałowym, [°];

- $\beta_b$  – kąt pochylenia linii zęba na walcu zasadniczym, [ $^\circ$ ];  
 $\varepsilon_\alpha$  – wskaźnik zazębienia czołowy, [-];  
 $\varepsilon_\beta$  – wskaźnik zazębienia poskokowy, [-];  
 $\varepsilon_\gamma$  – wskaźnik zazębienia całkowity, [-];  
 $\text{inv } \alpha$  – kąt ewolwentowy zarysu zęba towarzyszący rozpatrywanemu kątowi zarysu  $\alpha$ , [rad];  
 $\alpha$  – kąt zarysu (dla określenia kąta ewolwentowego), [ $^\circ$ ].

**Uwaga:**

1. Dla zazębien 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 toczywym.
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.

**4.2.2.3 Wybrane wzory dla zazębienia**

Przełożenie,  $u$ , określa się jak niżej:

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_{w2}}{d_{w1}} = \frac{d_2}{d_1} \quad (4.2.2.3)$$

$u$  ma wartość:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

**Uwaga:**

Znak ( $\pm$ ) w powyższym wzorze należy interpretować następująco:

(+) dla ząbów zewnętrznych,

(-) dla ząbów wewnętrznych.

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

**Uwaga:**

Dla wieńców daszkowych  $b$  należy przyjmować jako szerokość ząbienia jednokierunkowego.

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

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000} = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60000}$$

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

**4.2.2.4 Nominalna siła styczna,  $F_t$** 

Nominalna siła styczna,  $F_t$ , styczna do walca tocznego i leżąca w płaszczyźnie prostopadłej do osi obrotu, jest obliczona na podstawie maksymalnej ciągłej mocy przenoszonej przez przekładnię z uwzględnieniem wymagania podanego w punkcie 23.2.4.1 z Części VI – *Urządzenia maszynowe i urządzenia chłodnicze*, według następujących wzorów:

$$T_1 = 9549 \frac{P}{n_1} ; \quad T_2 = 9549 \frac{P}{n_2} \quad (4.2.2.4-1)$$

$$F_t = 2000 \frac{T_1}{d_1} = 2000 \frac{T_2}{d_2}, \quad [\text{N}] \quad (4.2.2.4-2)$$

### 4.2.3 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 4.2.4) oraz na naprężenia zginające stopy zębów (wg 4.2.5). Inne współczynniki specyficzne dla wzorów wytrzymałościowych zawarte są w 4.2.4 oraz 4.2.5.

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

#### 4.2.3.1 Współczynnik zastosowania, $K_A$

Współczynnik zastosowania,  $K_A$ , 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. Należy przy tym uwzględnić wymagania punktu 23.2.4.1 z Części VI – *Urządzenia maszynowe i urządzenia chłodnicze*, jeśli mają one zastosowanie.

Współczynnik  $K_A$  zależy głównie od:

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

Dla pracy w pobliżu krytycznej prędkości obrotowej 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 4.2.3.1.

**Tabela 4.2.3.1**  
**Wartości  $K_A$  w zależności od zastosowania przekładni**

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



#### 4.2.3.2 Współczynnik rozkładu obciążenia, $K_\gamma$

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

$K_\gamma$  należy określać jako stosunek maksymalnego obciążenia w rzeczywistym ząbieniu do równomiernie rozłożonego obciążenia. Współczynnik ten zależy głównie od dokładności i elastyczności stopni przekładni oraz dróg przepływu obciążenia.

Współczynnik  $K_\gamma$  powinien być określany pomiarami lub metodą analizy. Jeżeli jest to niemożliwe, to wartość  $K_\gamma$  należy określać następująco:

- dla przekładni obiegowych według wzoru:

$$K_\gamma = 1 + 0,25\sqrt{n_{pl} - 3} \quad (4.2.3.2-1)$$

gdzie:

$n_{pl} \geq 3$  – liczba planet

- dla przekładni podwójny tandem według wzoru:

$$K_\gamma = 1 + \frac{0,2}{\phi} \quad (4.2.3.2-2)$$

gdzie:

$\phi$  – skreńcenie tulei odciążającej wału przy pełnym obciążeniu, [°]

- dla przekładni daszkowych według wzoru:

$$K_\gamma = 1 + \frac{F_{ext}}{F_t \cdot \text{tg } \beta} \quad (4.2.3.2-3)$$

gdzie:

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

#### 4.2.3.3 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 bocznej powierzchni zęba do maksymalnego obciążenia zewnętrznego, określonego jako  $(F_t \cdot K_A \cdot K_\gamma)$ .

Współczynnik ten zależy głównie od:

- błędów ząbienia (zależnych od błędów podziałki i profilu),
- mas zębniaka i koła,
- zmiany sztywności ząbienia 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 ząbów śrubowych  $\frac{v \cdot z_1}{100} < 14$ ;
- dla ząbów prostych  $\frac{v \cdot z_1}{100} < 10$ ;
- dla pozostałych typów ząbów  $\frac{v \cdot z_1}{100} < 3$

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

- .1 dla ząbów prostych:

$K_v$  – wg rysunku 4.2.3.3-2,

- .2 dla ząbów śrubowych:

- jeżeli  $\varepsilon_\beta > 1$

$K_v$  – wg rysunku 4.2.3.3-1,

- 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. 4.2.3.3-1,

$K_{v2}$  – jest wartością  $K_v$  dla ząbów prostych wg rys. 4.2.3.3-2.

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

$$K_v = 1 + K_1 \cdot \frac{v \cdot z_1}{100} \quad (4.2.3.3.3)$$

gdzie:

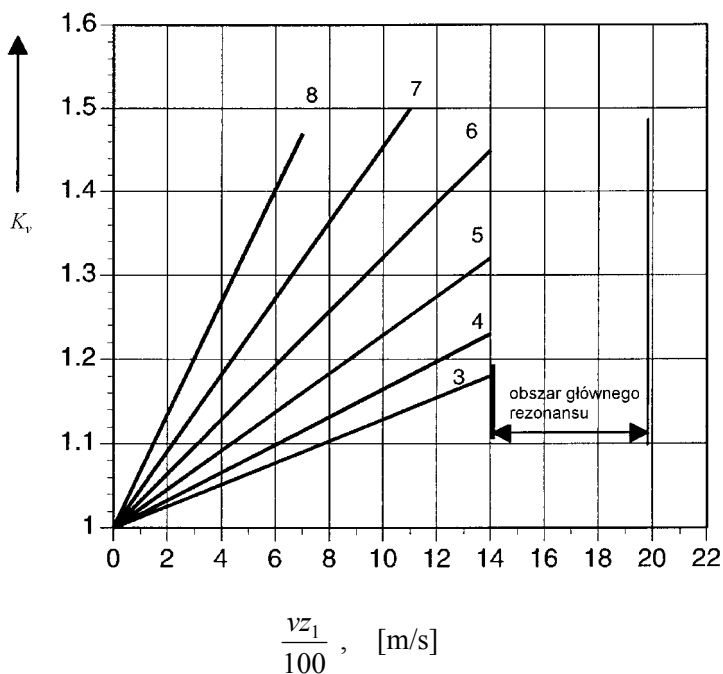
$K_1$  – wartości podane w tabeli 4.2.3.3.

**Tabela 4.2.3.3**  
Wartości  $K_1$  dla obliczenia współczynnika  $K_v$

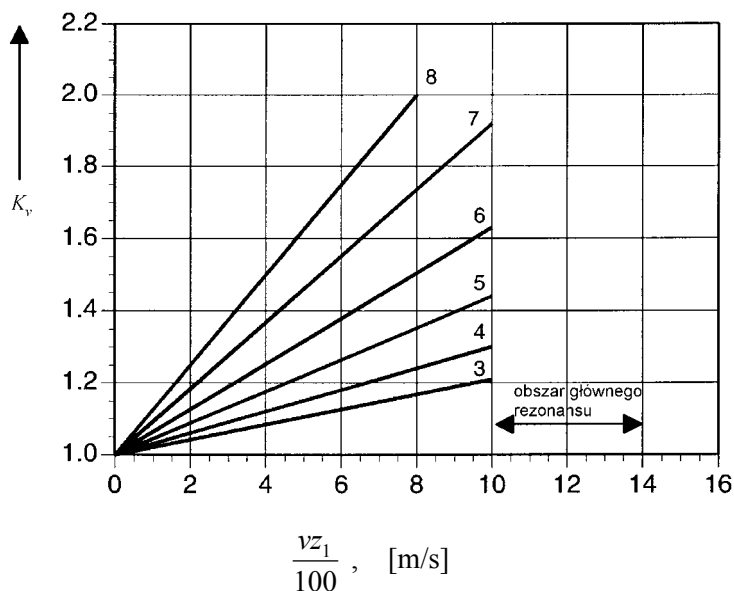
	Wartości $K_1$					
	Klasy dokładności wg ISO 1328					
	3	4	5	6	7	8
Zęby proste	0,022	0,030	0,043	0,062	0,092	0,125
Zęby śrubowe	0,0125	0,0165	0,0230	0,0330	0,0480	0,0700

**Uwaga:**

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



Rys. 4.2.3.3-1 Współczynnik dynamiczny dla zazębien śrubowych. Klasy dokładności 3 – 8 wg ISO 1328



Rys. 4.2.3.3-2 Współczynnik dynamiczny dla zazębien 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.

#### 4.2.3.4 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:

$$K_{F\beta} = (K_{H\beta})^N \quad (4.2.3.4.1)$$

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

**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 wzdłużnego rozkładu obciążenia,  $K_{H\beta}$  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.

#### 4.2.3.5 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.

4.2.3.6 Inne metody doboru współczynników aniżeli określone w 4.2.3 mogą być stosowane w obliczeniach pod warunkiem, że metody te będą uznane przez PRS.

#### 4.2.4 Naprężenia stykowe zębów kół zębatych

4.2.4.1 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  $\sigma_H$  powinno być równe lub mniejsze od dopuszczalnego naprężenia stykowego  $\sigma_{HP}$ .

#### 4.2.4.2 Wzór podstawowy do obliczenia naprężeń stykowych $\sigma_H$

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \sqrt{K_A \cdot K_\gamma \cdot K_v \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}} \leq \sigma_{HP}, \quad [\text{N/mm}^2] \quad (4.2.4.2)$$

gdzie:

$\sigma_{H0}$  – podstawowa wartość naprężeń stykowych dla zębnika 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:

$F_b, b, d, u$  (patrz 4.2.2);

$Z_B$  – współczynnik pojedynczej pary ząbienia dla zębownika (patrz 4.2.4.4);

$Z_D$  – współczynnik pojedynczej pary ząbienia dla koła (patrz 4.2.4.4);

$Z_H$  – współczynnik strefy (patrz 4.2.4.5);

$Z_E$  – współczynnik elastyczności (patrz 4.2.4.6);

$Z_\varepsilon$  – współczynnik wskaźnika ząbienia (patrz 4.2.4.7);

$Z_\beta$  – współczynnik pochylenia zębów (patrz 4.2.4.8);

$K_A$  – współczynnik zastosowania (patrz 4.2.3.1);

$K_\gamma$  – współczynnik rozkładu obciążenia (patrz 4.2.3.2);

$K_v$  – współczynnik dynamiczny (patrz 4.2.3.3);

$K_{H\alpha}$  – współczynnik poprzecznego rozkładu obciążenia (patrz 4.2.3.5);

$K_{H\beta}$  – współczynnik wzdłużnego rozkładu obciążenia (patrz 4.2.3.4).

#### 4.2.4.3 Wzór do obliczania dopuszczalnych naprężeń stykowych $\sigma_{HP}$

Dopuszczalne naprężenia stykowe  $\sigma_{HP}$  należy określać oddzielnie dla każdej pary (zębownika i koła) według wzoru:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_H} \cdot Z_N \cdot Z_L \cdot Z_v \cdot Z_R \cdot Z_W \cdot Z_X, \quad [\text{N/mm}^2] \quad (4.2.4.3)$$

gdzie:

$\sigma_{Hlim}$  – wytrzymałość zmęczeniowa na naprężenia stykowe dla materiału zęba  $[\text{N/mm}^2]$  (patrz 4.2.4.9);

$S_H$  – współczynnik bezpieczeństwa dla naprężeń stykowych (patrz 4.2.4.14);

$Z_N$  – współczynnik żywotności (patrz 4.2.4.10);

$Z_L$  – współczynnik smarowania (patrz 4.2.4.11);

$Z_v$  – współczynnik prędkości (patrz 4.2.4.11);

$Z_R$  – współczynnik chropowatości (patrz 4.2.4.11);

$Z_W$  – współczynnik stosunku twardości (patrz 4.2.4.12);

$Z_X$  – współczynnik wielkości (patrz 4.2.4.13).

#### 4.2.4.4 Współczynniki pojedynczej pary ząbienia, $Z_B$ i $Z_D$

Współczynniki pojedynczej pary ząbienia,  $Z_B$  dla zębownika 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 ząbienia na naprężenia stykowe, z uwzględnieniem krzywizny powierzchni bocznej zęba w centralnym punkcie styku pojedynczej pary.

Współczynniki  $Z_B$  dla zębownika i  $Z_D$  dla koła należy określać w następujący sposób:

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

$$Z_B = \max(M_1; 1) \quad (4.2.4.4-1)$$

$$Z_D = \max(M_2; 1) \quad (4.2.4.4-2)$$

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 zębatach 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:

$$Z_B = \max \left\{ \left[ M_1 - \varepsilon_\beta \cdot (M_1 - 1) \right]; 1 \right\} \quad (4.2.4.4-3)$$

$$Z_D = \max \left\{ \left[ M_2 - \varepsilon_\beta \cdot (M_2 - 1) \right]; 1 \right\} \quad (4.2.4.4-4)$$

#### 4.2.4.5 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  $Z_H$  należy obliczać według wzoru:

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b \cdot \cos \alpha_{tw}}{\cos^2 \alpha_t \cdot \sin \alpha_{tw}}} \quad (4.2.4.5)$$

#### 4.2.4.6 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  $Z_E$  należy obliczać według wzoru:

$$Z_E = \sqrt{\frac{E_1 \cdot E_2}{\pi \left[ (1 - \nu_1^2) \cdot E_1 + (1 - \nu_2^2) \cdot E_2 \right]}}, \quad [\text{N}^{1/2}/\text{mm}] \quad (4.2.4.6)$$

gdzie:

$E_1, E_2$  – moduł sprężystości Younga materiału zęba,  $[\text{N}/\text{mm}^2]$ ;

$\nu_1, \nu_2$  – 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:

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

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

#### 4.2.4.7 Współczynnik wskaźnika zazębienia, $Z_\varepsilon$

Współczynnik wskaźnika zazębienia,  $Z_\varepsilon$ , uwzględnia wpływ czołowego wskaźnika zazębienia,  $\varepsilon_\alpha$  i poskokowego wskaźnika zazębienia,  $\varepsilon_\beta$ , na jednostkowe obciążenie stykowe zębów.

Współczynnik  $Z_\varepsilon$  należy określać następująco:

- dla kół zębatych o zębach prostych według wzoru:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} \quad (4.2.4.7-1)$$

- dla kół zębatych o zębach śrubowych według wzoru:  
gdy  $\varepsilon_\beta < 1$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3} \cdot (1 - \varepsilon_\beta) + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}} \quad (4.2.4.7-2)$$

- gdy  $\varepsilon_\beta \geq 1$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} \quad (4.2.4.7-3)$$

#### 4.2.4.8 Współczynnik pochylenia linii zębów, $Z_\beta$

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



Współczynnik  $Z_\beta$  należy obliczać według wzoru:

$$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta} \quad (4.2.4.8)$$

#### 4.2.4.9 Wytrzymałość zmęczeniowa na naprężenia stykowe, $\sigma_{Hlim}$

Dla danego materiału wytrzymałość zmęczeniowa na naprężenia stykowe,  $\sigma_{Hlim}$ , 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 nietwardzonych 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  $\sigma_{Hlim}$  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,  $\sigma_{Hlim}$ , powinna być określona zgodnie z wynikami prób materiałów zastosowanych w konstrukcji. Jeżeli brak wyników z takich prób, to wartość naprężeń  $\sigma_{Hlim}$  należy określać zgodnie z wymaganiami normy ISO 6336/5 – klasa jakości MQ.

#### 4.2.4.10 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  $Z_N$  należy określać zgodnie z wymaganiami normy ISO 6336/2 – metoda B.

#### 4.2.4.11 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 zębniaka i koła.

Współczynniki te należy określać następująco:

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

$$Z_L = C_{ZL} + \frac{4(1 - C_{ZL})}{\left(1,2 + \frac{134}{v_{40}}\right)^2} \quad (4.2.4.11.1)$$

gdzie:

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

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

**Uwaga:**

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

- .2 współczynnik prędkości,  $Z_v$ , należy obliczać według wzoru:

$$Z_v = C_{ZV} + \frac{2(1 - C_{ZV})}{\sqrt{0,8 + \frac{32}{v}}} \quad (4.2.4.11.2)$$

gdzie:

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

**Uwaga:**

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

.3 współczynnik chropowatości,  $Z_R$ , należy obliczać według wzoru:

$$Z_R = \left( \frac{3}{R_{Z10}} \right)^{C_{ZR}} \quad (4.2.4.11.3)$$

gdzie:

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

**Uwaga:**

Jeżeli  $\sigma_{H\lim} < 850 \text{ N/mm}^2$ , należy przyjmować  $C_{ZR} = 0,150$ .

Jeżeli  $\sigma_{H\lim} > 1200 \text{ N/mm}^2$ , należy przyjmować  $C_{ZR} = 0,080$ .

$R_{Z10}$  – średnia amplituda chropowatości współpracującej pary kół, odniesiona do względnego promienia krzywizny zębów,  $[\mu\text{m}]$

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

gdzie:

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

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

jeżeli chropowatość podana jest jako średnia –  $R_a$

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

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

gdzie:

$R_{Z1}$  – wysokość nierówności (chropowatości) zębownika,  $[\mu\text{m}]$ ;

$R_{Z2}$  – wysokość nierówności (chropowatości) koła,  $[\mu\text{m}]$ ;

$R_{a1}$  – średnie arytmetyczne odchylenie zarysu od linii średniej zębownika,  $[\mu\text{m}]$ ;

$R_{a2}$  – średnie arytmetyczne odchylenie zarysu od linii średniej koła,  $[\mu\text{m}]$ .

**Uwaga:**

Pomiarów chropowatości należy dokonywać na kilku bocznych powierzchniach zębów.

$\rho_{red}$  – względny promień krzywizny zębów współpracujących kół zębatych

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

gdzie:

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

**Uwaga:**

Dla zazębnień wewnętrznych  $d_{b2}$  ma znak ujemny.

#### 4.2.4.12 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:

$$Z_W = 1,2 - \frac{HB - 130}{1700} \quad (4.2.4.12)$$

gdzie:

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

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

#### 4.2.4.13 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  $Z_X$ .

#### 4.2.4.14 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  $S_H$  należy określać według tabeli 4.2.4.14.

**Tabela 4.2.4.14**

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 okęcie w ilości większej niż określona wymaganiami *Przepisów*, po uzgodnieniu z PRS wartość  $S_H$  może być obniżona.

#### 4.2.5 Naprężenia zginające stopy zębów kół zębatach

**4.2.5.1** Kryterium wytrzymałości stopy zęba na zginanie określa dopuszczalny poziom miejscowych naprężeń rozrywających w stopie zęba. Naprężenia zginające w stopie,  $\sigma_F$ , i dopuszczalne naprężenia zginające w stopie,  $\sigma_{FP}$ , powinny być obliczane odrębnie dla zębnika i koła. Wartość  $\sigma_F$  nie może przekraczać wartości  $\sigma_{FP}$ . Poniższe określenia mają zastosowanie do kół zębatach 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  $\alpha_n$  i  $\beta$  wyniki obliczeń należy potwierdzić doświadczalnie lub zweryfikować zgodnie z postanowieniami normy ISO 6336 – metoda A.

**4.2.5.2** Wzór podstawowy do obliczania naprężeń zginających:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot Y_F \cdot Y_S \cdot Y_\beta \cdot K_A \cdot K_\gamma \cdot K_v \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \leq \sigma_{FP}, \quad [\text{N/mm}^2] \quad (4.2.5.2)$$

gdzie:

$F_t$ ,  $b$ ,  $m_n$  (patrz 4.2.2.2);

$Y_F$  – współczynnik kształtu zęba (patrz 4.2.5.4);

$Y_S$  – współczynnik korekcji naprężeń (patrz 4.2.5.4);

$Y_\beta$  – współczynnik pochylenia linii zębów (patrz 4.2.5.4);

$K_A$  – współczynnik zastosowania (patrz 4.2.3.1);

$K_\gamma$  – współczynnik rozkładu obciążenia (patrz 4.2.3.2);

$K_v$  – współczynnik dynamiczny (patrz 4.2.3.3);

$K_{F\alpha}$  – współczynnik poprzecznego rozkładu obciążenia (patrz 4.2.3.5);

$K_{F\beta}$  – współczynnik wzdłużnego rozkładu obciążenia (patrz 4.2.3.4).

**4.2.5.3** Wzór podstawowy do obliczania dopuszczalnych naprężeń zginających,  $\sigma_{FP}$ :

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{FE}}{S_F} \cdot Y_d \cdot Y_N \cdot Y_{\delta relT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X, \quad [\text{N/mm}^2] \quad (4.2.5.3)$$

gdzie:

$\sigma_{FE}$  – wytrzymałość zmęczeniowa na zginanie,  $[\text{N/mm}^2]$  ( patrz 4.2.5.7);

$S_F$  – współczynnik bezpieczeństwa dla naprężeń zginających w stopie zęba (patrz 4.2.5.14);

$Y_d$  – współczynnik konstrukcji (patrz 4.2.5.8);

$Y_N$  – współczynnik żywotności (patrz 4.2.5.9);

$Y_{\delta relT}$  – współczynnik względnej czułości na działanie karbu (patrz 4.2.5.10);

$Y_{RrelT}$  – współczynnik względny powierzchni (patrz 4.2.5.11);

$Y_X$  – współczynnik wielkości (patrz 4.2.5.12).

#### 4.2.5.4 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 zębniaka 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  $Y_F$  należy obliczać według wzoru:

$$Y_F = \frac{6 \cdot \frac{h_F}{m_n} \cdot \cos \alpha_{Fen}}{\left(\frac{s_{Fn}}{m_n}\right)^2 \cdot \cos \alpha_n} \quad \text{dla } \alpha \leq 25^\circ \text{ oraz } \beta \leq 30^\circ, \quad (4.2.5.4)$$

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];

$\alpha_{Fen}$  – kąt zarysu w zewnętrznym punkcie styku pojedynczej pary zębów o przekroju normalnym, [°].

**Uwaga:** Wielkości używane do wyznaczenia  $Y_F$  zobrazowane są na rys. 4.2.5.5.

W celu określenia  $h_F$ ,  $s_{Fn}$ ,  $\alpha_{Fen}$  można zastosować wytyczne podane w normie ISO 6336.

#### 4.2.5.5 Współczynnik korekcji naprężeń, $Y_S$

Współczynnik korekcji 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  $Y_S$  należy określać według wzoru:

$$Y_S = (1,2 + 0,13 \cdot L) \cdot q_S \left( \frac{1}{1,12 + \frac{2,3}{L}} \right) \quad \text{dla } 1 \leq q_S < 8, \quad (4.2.5.5)$$

gdzie:

$q_S$  – parametr karbu określony według wzoru:

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

gdzie:

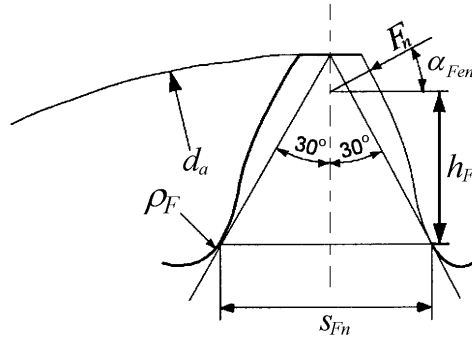
$\rho_F$  – promień zaokrąglenia stopy zęba, [mm];

$L$  – współczynnik zginania zęba określony według wzoru:

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

$h_F, S_{Fn}$  – patrz 4.2.5.4.

W celu określenia  $\rho_F$  można zastosować wytyczne podane w normie ISO 6336.



Rys. 4.2.5.5

#### 4.2.5.6 Współczynnik pochylenia linii zębów, $Y_\beta$

Współczynnik pochylenia linii zębów,  $Y_\beta$ , 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  $\varepsilon_\beta$  oraz  $\beta$  i należy go obliczać według wzoru:

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \frac{\beta}{120} \quad (4.2.5.6)$$

Przyjmuje się:

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

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

#### 4.2.5.7 Wytrzymałość zmęczeniowa na zginanie, $\sigma_{FE}$

Wytrzymałość zmęczeniowa na zginanie,  $\sigma_{FE}$ , 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  $3 \times 10^6$  cykli obciążeń.

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

Wartość  $\sigma_{FE}$  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 (odkuvka, materiał walcowany, odlew).

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

#### 4.2.5.8 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  $\sigma_{FE}$ .

Współczynnik  $Y_d$  dla obciążeń przy biegu wstecz należy określać według tabeli 4.2.5.8:

**Tabela 4.2.5.8**

	$Y_d$
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

#### 4.2.5.9 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.



#### 4.2.5.10 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  $Y_{\delta relT}$  zależy głównie od materiału i względnego gradientu naprężeń.

Współczynnik ten należy przyjmować:

- dla parametrów karbu (patrz 4.2.5.5) w zakresie  $1,5 \leq q_S < 4$ ,  $Y_{\delta relT} = 1$ ;
- dla parametrów karbu poza tym zakresem zgodnie z wymaganiami normy ISO 6336.

#### 4.2.5.11 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  $Y_{RrelT}$  należy określać według tabeli 4.2.5.11:

**Tabela 4.2.5.11**

	$R_Z < 1$	$1 \leq R_Z \leq 40$	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  $2R_Z$ .

#### 4.2.5.12 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  $Y_X$  należy określać według tabeli 4.2.5.12.

**Tabela 4.2.5.12**  
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 $m_n \geq 25$	

#### 4.2.5.13 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  $S_F$  należy określać według tabeli 4.2.5.13.

**Tabela 4.2.5.13**

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 okręcie w ilości większej niż określona wymaganiami *Przepisów*, po uzgodnieniu z PRS wartość  $S_H$  może być obniżona.

#### 4.2.6 Wały

Wały nie poddawane znaczniejszym zmiennym obciążeniom zginającym powinny odpowiadać, w zakresie mającym zastosowanie, wymaganiom *Części VI – Urządzenia maszynowe i urządzenia chłodnicze*.

W przypadku przekładni głównych przeznaczonych dla okrętów ze wzmocnieniami lodowymi należy dodatkowo uwzględnić wymagania punktów 23.2.2.2 i 23.2.4.1 z tejsze *Części VI*.

#### 4.2.7 Wykonanie kół zębatych – uwagi ogólne

**4.2.7.1** Koła zębate o konstrukcji spawanej powinny być odprężone.

**4.2.7.2** Wieńce kół zębatych osadzone skurczowo powinny być projektowane na przeniesienie co najmniej dwukrotnego maksymalnego momentu dynamicznego.

Do obliczeń osadzenia skurczowego należy przyjmować współczynniki tarcia określone w tabeli 4.2.7.2.

**Tabela 4.2.7.2**

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 odłuszczone 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 podlegają uzgodnieniu z PRS.

#### **4.2.8 Łożyskowanie wałów przekładni zębatych**

**4.2.8.1** Łożysko oporowe i jego zamocowanie do fundamentu powinny mieć sztywność skutecznie zapobiegającą szkodliwym odkształceniom i drganiom wzdłużnym wału.

**4.2.8.2** 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.

#### **4.2.9 Kadłuby przekładni zębatych**

**4.2.9.1** Kadłub przekładni i jego zamocowanie powinny 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 koła.

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

#### **4.2.10 Smarowanie**

**4.2.10.1** Układ smarowania powinien zapewniać odpowiednie doprowadzenie oleju do wszystkich łożysk, zazębień i innych części wymagających smarowania. Powinny być przy tym spełnione wymagania punktu 13.1.3 z Części VI – *Urządzenia maszynowe i urządzenia chłodnicze*.

**4.2.10.2** W przekładniach średnio obciążonych i średnioobrotowych z łożyskami tocznymi może być stosowane smarowanie rozbryzgowane.

**4.2.10.3** 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.

**4.2.10.4** 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.

Dla przekładni o łącznej mocy na wyjściu większej niż 20 000 kW lub o mocy na pojedynczym wyjściu większej niż 12 000 kW należy przewidzieć sygnalizację alarmową wysokiej temperatury wszystkich łożysk nośnych i oporowych.

### 4.3 Sprzęgła rozłączne i sprzęgła elastyczne

#### 4.3.1 Wymagania ogólne

**4.3.1.1** Wymagania niniejszego podrozdziału dotyczą sprzęgieł rozłącznych oraz sprzęgieł elastycznych.

**4.3.1.2** Dokumentacja sprzęgieł elastycznych (patrz 1.4.4.9) 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 czasu ich obowiązkowej wymiany.

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

**4.3.1.4** Połączenia kołnierзовые i śruby łączące powinny odpowiadać wymaganiom podrozdziału 2.6 z *Części VI – Urządzenia maszynowe i urządzenia chłodnicze*, a połączenia bezwpułtowe – wymaganiom podrozdziału 2.8 z tejże *Części VI*.

### **4.3.2 Sprzęgła elastyczne**

**4.3.2.1** Konstrukcja sprzęgieł powinna zapewniać kompensację odchyłeń we wszystkich możliwych kierunkach mogących wystąpić w eksploatacji, bez przenoszenia niedopuszczalnych obciążeń na łączone elementy.

Jeżeli podczas pracy sprzęgła powstają siły naporu działające na łączone elementy, to siły te powinny być przenoszone przez łożyska.

**4.3.2.2** Sprzęgła dla tłokowych silników spalinowych napędu głównego powinny być zdolne do pracy w określonym czasie przy braku zapłonu w jednym z cylindrów silnika. W obliczeniach wytrzymałości należy uwzględnić wpływ dodatkowych obciążeń od drgań skrętnych, określonych w podrozdziale 4.1 z *Części VI – Urządzenia maszynowe i urządzenia chłodnicze*.

**4.3.2.3** Sprzęgła dla linii wałów okrętów z jednym silnikiem głównym powinny być wyposażone w urządzenia umożliwiające utrzymanie minimalnej prędkości okrętu zapewniającej jego sterowność przy uszkodzonych elementach elastycznych.

**4.3.2.4** Jeżeli wymaganie 4.3.2.3 nie jest spełnione, to moment statyczny niszczący elementy elastyczne wykonane z gumy lub z materiałów syntetycznych nie powinien być mniejszy od 8-krotnej wartości momentu znamionowego rozpatrywanego sprzęgła.

**4.3.2.5** 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 rozpatrywanego sprzęgła.

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

**4.3.2.7** Elementy elastyczne sprzęgieł powinny być wykonane z materiałów odpornych na działanie paliwa, oleju smarowego i oleju hydraulicznego.

### **4.3.3 Sprzęgła rozłączne**

**4.3.3.1** Konstrukcja sprzęgieł powinna zapewniać ciągłą ich pracę w stanie rozłączonym w zakresie prędkości obrotowych pomiędzy 0 – 100% prędkości znamionowej.

**4.3.3.2** W przypadku wystąpienia niesprawności w układzie sterowania sprzęgłami (hydraulicznym, pneumatycznym lub elektrycznym), należy zapewnić możliwość samoczynnego przywrócenia sterowania z rezerwowego źródła zasilania.

**4.3.3.3** Sprzęgła rozłączne silników głównych powinny być sterowane z miejsc sterowania silnikami, a ponadto powinny mieć urządzenie do lokalnego sterowania nimi. Urządzenia sterujące powinny zapewniać łagodne włączanie sprzęgła, tak aby chwilowe obciążenie dynamiczne nie przekraczało określonego przez wytwórcę maksymalnego dopuszczalnego momentu sprzęgła lub dwukrotnego momentu znamionowego silnika.

**4.3.3.4** Jeżeli jeden wał śrubowy napędzany jest przez dwa lub więcej silniki główne nawrotne 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 okrętu.

**4.3.3.5** Załączanie i rozłączanie sprzęgła nie może prowadzić do przegrzania jego elementów.

#### **4.3.3.6 Sprzęgła z dociskiem hydraulicznym**

Należy zapewnić ciągłą pracę urządzeń napędowych przy braku oleju hydraulicznego w łączącym je sprzęgle, w zakresie prędkości obrotowych pomiędzy 0 – 100% prędkości znamionowej.

Jako cieczy hydraulicznej zaleca się używać oleju smarowego stosowanego w tłokowych silnikach spalinowych i przekładniach zainstalowanych na okręcie.

#### **4.3.3.7 Sprzęgła dla układów napędowych złożonych z silników różnego typu (tłokowych i turbinowych silników spalinowych), dla których wymagane jest załączanie silników do pracy bez zatrzymania lub redukcji prędkości obrotowej silników pracujących pod obciążeniem**

Współczynniki bezpieczeństwa dla obciążonych momentem znamionowym części sprzęgieł należy przyjmować jako nie mniejsze niż:

2,5 – dla układów napędowych z synchronizacją prędkości obrotowych silników załączanych do pracy i silników pracujących pod obciążeniem;

3,5 – dla układów napędowych bez synchronizacji.

W przypadku stosowania sprzęgieł ciernych, należy zapewnić ich działanie bez poślizgu w zakresie obciążeń 0 – 150% momentu znamionowego.

#### **4.3.4 Złącza awaryjne**

Jeżeli napęd śruby napędowej odbywa się za pośrednictwem sprzęgła hydrokinetycznego lub elektromagnetycznego, to w przypadku ich awarii powinno być możliwe połączenie na sztywno elementów linii wałów złączami awaryjnymi, w celu utrzymania prędkości niezbędnej do zachowania sterowności okrętu.

## 4.4 Nadzór, próby i świadectwa

### 4.4.1 Przekładnie

4.4.1.1 Nadzór nad produkcją i próbami przekładni obejmuje:

- sprawdzenie zgodności zastosowanych materiałów i technologii z zatwierdzoną dokumentacją,
- sprawdzenie zgodności wykonania z zatwierdzoną dokumentacją,
- próby wyrobu, w tym próby ciśnieniowe kadłubów (tam gdzie ma to zastosowanie), 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.

4.4.1.2 Po zakończeniu prób ruchowych należy dokonać oględzin zewnętrznych całego zespołu i – na żądanie PRS – przeprowadzić oględziny wewnętrzne.

Ponadto należy sprawdzić próbkę oleju smarowego na zawartość stałych zanieczyszczeń metalicznych i niemetalicznych

4.4.1.3 PRS wydaje metrykę przekładni po zaakceptowaniu kompletnego sprawozdania z prób przekładni. Zastrzega się możliwość wydania metryki dopiero po próbach w morzu.

4.4.1.4 Próby każdej przekładni w morzu powinny odbywać się zgodnie z zatwierdzonym programem.

4.4.1.5 Po próbach w morzu PRS może zażądać przeglądu przekładni w stanie otwartym.

Ponadto należy sprawdzić próbkę oleju smarowego na zawartość stałych zanieczyszczeń metalicznych i niemetalicznych.

### 4.4.2 Sprzęgła rozłączne i sprzęgła elastyczne

4.4.2.1 Sprzęgła rozłączne i sprzęgła elastyczne powinny być typu uznanego przez PRS.

4.4.2.2 PRS, po rozpatrzeniu dokumentacji technicznej, może zgodzić się na zastosowanie sprzęgła posiadającego *Świadectwo uznania typu* wydane przez instytucję klasyfikacyjną albo specjalistyczny organ administracji państwowej.

W przypadku pojedynczej dostawy sprzęgła, PRS może zgodzić się, po rozpatrzeniu dokumentacji technicznej, na zastosowanie sprzęgła nie posiadającego *Świadectwa uznania typu*; w takim przypadku PRS określi warunki zastosowania.

4.4.2.3 Nadzór nad produkcją i próbami sprzęgieł obejmuje:

- sprawdzenie zgodności zastosowanych materiałów i technologii z zatwierdzoną dokumentacją,
- sprawdzenie zgodności wykonania z zatwierdzoną dokumentacją,
- próby wyrobu.

Próby wyrobu należy przeprowadzić zgodnie z zatwierdzonym programem prób i w obecności inspektora PRS.

**4.4.3** Następujące ważne części przekładni, sprzęgieł rozłącznych i sprzęgieł elastycznych podlegają w czasie produkcji nadzorowi pod względem ich zgodności z zatwierdzoną dokumentacją:

- kadłuby,
- wały<sup>M)</sup>,
- zębniaki, koła, wieńce kół zębatych<sup>M)</sup>,
- elementy sprzęgieł przenoszące moment obrotowy:
  - elementy sztywne<sup>M)</sup>,
  - elementy elastyczne,
- śruby połączeniowe.

**Uwagi i objaśnienia indeksowe:**

- <sup>M)</sup> – materiał elementów z odbiorem PRS.
-



## 5 MECHANIZMY POMOCNICZE

### 5.1 Sprężarki powietrza z napędem mechanicznym

#### 5.1.1 Wymagania ogólne

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

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

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

**5.1.1.3** Skrzynie korbowe sprężarek o objętości przekraczającej 0,5 m<sup>3</sup> należy wyposażyć w urządzenia bezpieczeństwa odpowiadające wymaganiom punktu 2.2.5.

**5.1.1.4** 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.

**5.1.1.5** Kadłuby chłodnic należy wyposażyć w zabezpieczenia zapewniające swobodne ujście powietrza w przypadku rozerwania rurek.

#### 5.1.2 Wał korbowy

**5.1.2.1** Podany w 5.1.2.3 i 5.1.2.4 sposób obliczania kontrolnego ma zastosowanie do stalowych wałów korbowych okrętowych sprężarek powietrza i sprężarek czynnika chłodniczego, o szeregowym lub widlastym układzie cylindrów, ze sprężaniem jedno- lub wielostopniowym.

**5.1.2.2** Wały korbowe należy wykonywać ze stali o wytrzymałości na rozciąganie  $R_m$  od 410 do 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 rozdziału 15 z *Części IX – Materiały i spawanie*. Wały korbowe o wymiarach innych niż określone wzorami podanymi niżej mogą być stosowane – po uzgodnieniu z PRS – pod warunkiem przedstawienia pełnych obliczeń wytrzymałościowych.

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

$$d_k = 0,25 K \sqrt[3]{D^2 p \sqrt{0,3 L^2 f + (S \varphi)^2}}, \quad [\text{mm}] \quad (5.1.2.3-1)$$

- $D$  – 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);
- $p$  – dla sprężarek powietrza – ciśnienie sprężania w cylindrze wysokiego ciśnienia, [MPa]; dla sprężarek czynnika chłodniczego wartość  $p$  należy przyjmować jako równą ciśnieniu obliczeniowemu po stronie wysokiego ciśnienia, patrz punkty 22.2.2 i 22.2.3 z Części VI – Urządzenia maszynowe i urządzenia chłodnicze;
- $L$  – obliczeniowa odległość między łożyskami głównymi, [mm], przy czym:
- w przypadku jednego wykorbienia między dwoma łożyskami głównymi  
 $L = L'$ ; ( $L'$  – rzeczywista odległość między środkami łożysk głównych);
  - w przypadku dwóch wykorbień przestawionych o  $180^\circ$  między dwoma łożyskami głównymi  $L = 1,1 L'$ ;
- $S$  – skok tłoka, [mm];
- $K, f, \varphi$  – współczynniki z tabel 5.1.2.3-1, 5.1.2.3-2 i 5.1.2.3-3.

**Tabela 5.1.2.3-1**  
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 5.1.2.3-2**  
Wartość współczynnika  $f$

Kąt między osiami cylindrów	$0^\circ$ (szeregowy)	$45^\circ$	$60^\circ$	$90^\circ$
$f$	1,0	2,9	1,96	1,21

**Tabela 5.1.2.3-3**  
Wartość współczynnika  $\varphi$

Liczba cylindrów	1	2	4	6	8
$\varphi_1$	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4

Jeżeli czopy wału korbowego mają wywiercone współosiowe otwory o średnicy większej niż  $0,4 d_k$ , to średnice takich czopów z otworami,  $d_{k0}$ , powinny spełniać warunek:

$$d_{k0} \geq d_k \sqrt[3]{\frac{1}{1 - \left(\frac{d_0}{d_a}\right)^4}}, \quad [\text{mm}] \quad (5.1.2.3-2)$$

$d_k$  – patrz wzór 5.1.2.3-1;

$d_0$  – 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.

**5.1.2.4** Grubość korby wału,  $h_k$ , powinna być nie mniejsza niż średnica obliczona wg wzoru:

$$h_k = 0,105 K_1 D \sqrt{\frac{(\psi_1 \psi_2 + 0,4) p C_1 f_1}{b}}, \quad [\text{mm}] \quad (5.1.2.4-1)$$

$K_1$  – współczynnik uwzględniający wpływ materiału wału, określany wg wzoru:

$$K_1 = a \sqrt[3]{\frac{R_m}{2R_m - 430}} \quad (5.1.2.4-2)$$

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

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

$a = 1$  dla wałów nieulepszanych cieplnie;

$\psi_1$  i  $\psi_2$  – współczynniki określone z tabel 5.1.2.4-1 i 5.1.2.4-2;

$p$  – ciśnienie sprężania, które należy przyjmować zgodnie z odpowiednimi postanowieniami punktu 5.1.2.3;

$C_1$  – 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 5.1.2.4-3;

$R_m$  – wytrzymałość na rozciąganie, [MPa].

**Tabela 5.1.2.4-1**  
**Wartości współczynnika  $\psi_1$**

$r/h_k \backslash \varepsilon/h_k$	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];

$\varepsilon$  – wielkość przekrycia, [mm].

Dla wałów korbowych bez przekrycia czopów współczynnik  $\psi_1$  należy przyjmować jak dla  $\varepsilon/h_k = 0$ .

**Tabela 5.1.2.4-2**  
**Wartości współczynnika  $\psi_2$**

$b/d_k$	1,2	1,4	1,5	1,8	2,0	2,2
$\psi_2$	0,92	0,95	1,0	1,08	1,15	1,27

$d_k$  – patrz wzór 5.1.2.3-1.

Pośrednie wartości współczynników podanych w tabelach 5.1.2.4-1 i 5.1.2.4-2 należy określać przez interpolację liniową.

**Tabela 5.1.2.4-3**  
**Wartości współczynnika  $f_1$**

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

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

Promień przejścia między czopem i kołnierzem sprzęgła powinien być nie 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.

## 5.2 Pompy

### 5.2.1 Wymagania ogólne

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

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

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

**5.2.1.4** W pompach przeznaczonych do pompowania cieczy palnych zawór bezpieczeństwa powinien przepuszczać ciecz do ssawnej przestrzeni pompy.

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

#### **5.2.1.6 Sprawdzenie wytrzymałości**

Krytyczna prędkość obrotowa wirnika pompy powinna wynosić co najmniej 1,3 znamionowej prędkości obrotowej.

#### **5.2.1.7 Pompy samozasysające**

Pompy samozasysające powinny być przystosowane do pracy w warunkach „suchego zasysania” i zaleca się, by miały urządzenia chroniące stopień samozasysający przed uszkodzeniem przy pompowaniu zanieczyszczonej wody.

### **5.2.2 Wymagania dodatkowe dla pomp do pompowania cieczy palnych**

**5.2.2.1** 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.

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

**5.2.2.3** 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.

## **5.3 Wentylatory, dmuchawy i turbodmuchawy**

### **5.3.1 Wymagania ogólne**

**5.3.1.1** Wymagania niniejszego podrozdziału mają zastosowanie do wentylatorów przeznaczonych do instalacji objętych wymaganiami *Części VI – Urządzenia maszynowe i urządzenia chłodnicze* oraz do turbodmuchaw tłokowych silników spalinowych i dmuchaw kotłowych.

**5.3.1.2** Wirniki wentylatorów i dmuchaw wraz ze sprzęgłami, a także zmontowane wirniki turbodmuchaw należy wyważyć dynamicznie zgodnie z wymaganiami punktu 4.1.2.

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

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

**5.3.1.5** Turbodmuchawy powinny spełniać mające zastosowanie wymagania zawarte w rozdziale 3.

#### **5.3.1.6 Sprawdzenie wytrzymałości**

Części wirnika roboczego powinny być tak dobrane, aby przy prędkości obrotowej wynoszącej 1,3 znamionowej prędkości obrotowej, naprężenia zredukowane występujące w dowolnym przekroju były nie 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.

### **5.3.2 Wymagania dodatkowe dla wentylatorów pompowni**

**5.3.2.1** Szczelina powietrza pomiędzy kadłubem wentylatora i 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.

**5.3.2.2** Końce przewodów wentylacyjnych powinny być zabezpieczone osłonami z siatki o oczkach kwadratowych o długości boków nie większej niż 13 mm przed przedostawaniem się ciał obcych do kadłubów wentylatorów

**5.3.2.3** Do wentylacji pompowni należy stosować wentylatory nieiskrzące. Wentylator uważa się za nieiskrzący, jeżeli ani w warunkach normalnych, ani w warunkach nienormalnych nie występuje prawdopodobieństwo powstania iskry. Kadłub wentylatora i części wirujące powinny być wykonane z materiałów nie wywołujących gromadzenia się ładunków elektrostatycznych, a instalowane wentylatory powinny być właściwie uziemione do kadłuba okrętu, zgodnie z wymaganiami *Części VIII – Instalacje elektryczne i systemy sterowania*.

**5.3.2.4** Z wyjątkiem przypadków określonych w 5.3.2.5 wirniki i obudowy wentylatorów w obrębie wirnika powinny być wykonane z materiałów nieiskrzących, których nieiskrzenie zostało potwierdzone odpowiednimi próbami.

**5.3.2.5** Próby, o których mowa w 5.3.2.4, 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) będzie nie mniejszy niż 13 mm.

**5.3.2.6** 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.

## **5.4 Wirówki paliwa i oleju**

### **5.4.1 Wymagania ogólne**

**5.4.1.1** Bębny wirówek powinny być wyważone dynamicznie. Położenie części zdejmowalnych powinno być wzajemnie ustalone, a konstrukcja powinna uniemożliwiać nieprawidłowy ich montaż.

**5.4.1.2** Układ kadłuba i bębna powinien być tak zaprojektowany, aby rezonansowe prędkości obrotowe przewyższały znamionowe prędkości obrotowe bębna – zarówno pustego, jak i wypełnionego cieczą.

Istnienie rezonansowych prędkości obrotowych poniżej prędkości znamionowych może być zaakceptowane przez PRS, pod warunkiem uzasadnienia takiego stanu długotrwałą bezawaryjną eksploatacją wirówki.

**5.4.1.3** Konstrukcja sprzęgieł powinna uniemożliwiać zaiskrzenie, nagrzewanie się we wszystkich stanach pracy, a także umożliwiać odprowadzanie ciepła z powierzchni roboczych.

### **5.4.2 Sprawdzanie wytrzymałości i wyposażenie wirówek**

**5.4.2.1** Wytrzymałość wirujących części wirówek powinna być sprawdzona obliczeniowo dla prędkości obrotowej przewyższającej znamionową o co najmniej 30%. Występujące w tych warunkach naprężenia zredukowane powinny być nie większe niż 0,95 granicy plastyczności tych części.

**5.4.2.2** Zmontowany prototyp wirówki powinien być poddany przez wytwórcę próbie odwirowania przy prędkościach obrotowych przewyższających o 30% znamionowe prędkości obrotowe.

**5.4.2.3** Należy przewidzieć urządzenia do kontroli procesu wirowania oraz prędkości obrotowej bębna.

## **5.5 Nadzór, próby i świadectwa**

**5.5.1** Następujące ważne części sprężarek i pomp tłokowych podlegają w czasie produkcji nadzorowi pod względem ich zgodności z zatwierdzoną dokumentacją:

- wały korbowe<sup>M)</sup>,
- korbowody,
- tłoki,
- sworznie tłokowe,
- bloki cylindrowe, głowice cylindrów,
- tuleje cylindrowe.

**5.5.2** Następujące ważne części pomp odśrodkowych, wentylatorów, dmuchaw i turbodmuchaw podlegają w czasie produkcji nadzorowi pod względem ich zgodności z zatwierdzoną dokumentacją:

- wały,
- wirniki robocze,
- kadłuby.

**5.5.3** Następujące ważne części wirówek paliwa i oleju podlegają w czasie produkcji nadzorowi pod względem ich zgodności z zatwierdzoną dokumentacją:

- wał,
- kadłub bębna, talerze bębna,
- koła zębate.

### **Uwagi i objaśnienia indeksowe:**

- <sup>M)</sup> – materiał elementów z odbiorem PRS.
-



## 6 MECHANIZMY POKŁADOWE

### 6.1 Wymagania ogólne

**6.1.1** Mechanizmy pokładowe powinny być przystosowane do pracy w warunkach określonych w podrozdziale 1.6 z Części VI – *Urządzenia maszynowe i urządzenia chłodnicze*.

**6.1.2** Nakładki hamulcowe i elementy je mocujące powinny być odporne na działanie wody morskiej i przetworów ropy naftowej, a także odporne na działanie temperatury do 250 °C.

Dopuszczalna temperatura pracy połączenia nakładki hamulcowej z konstrukcją hamulca powinna być wyższa od temperatury, jaka może wystąpić w połączeniu przy wszystkich możliwych rodzajach pracy mechanizmu.

**6.1.3** Mechanizmy mające zarówno napęd mechaniczny, jak i ręczny należy wyposażać w urządzenia blokujące, wykluczające możliwość jednoczesnego włączenia tych napędów.

**6.1.4** 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.

**6.1.5** Przyrządy kontrolno-pomiarowe powinny być tak usytuowane, aby zapewniona była możliwość ich obserwacji ze stanowiska sterowania.

**6.1.6** Mechanizmy z hydraulicznym napędem lub sterowaniem powinny dodatkowo spełniać wymagania rozdziału 7.

**6.1.7** 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 średnicy liny.

### 6.2 Maszyny sterowe i ich instalowanie na okręcie

#### 6.2.1 Wymagania ogólne

**6.2.1.1** Okręt powinien być wyposażony w dwie maszyny sterowe: główną i rezerwową, spełniające odpowiednio wymagania punktów 6.2.1.2, 6.2.1.3 i 6.2.1.5, jeśli nie postanowiono inaczej (patrz 6.2.1.6).

Maszyny te powinny oddziaływać na trzon sterowy niezależnie jedna od drugiej, jednak mogą one mieć wspólne niektóre części, np. sterownicę, sektor, prowadnicę lub blok cylindrowy.

**6.2.1.2** Główna maszyna sterowa<sup>\*)</sup> powinna zapewniać wychylenie steru o 35° na każdą burłę i przełożenie steru z wychylenia 35° z jednej burty do 30° na drugą burłę w czasie nie przekraczającym 28 sekund, przy działaniu na trzon sterowy znamionowym momentem obrotowym maszyny.

Główna maszyna sterowa może mieć napęd ręczny, jeżeli średnica trzonu sterowego nie przekracza 120 mm (bez uwzględnienia wzmocnień lodowych). W każdym innym przypadku maszyna ta powinna być napędzana zespołem energetycznym<sup>\*)</sup>.

Konstrukcja głównej maszyny sterowej powinna zapewniać przejście obciążenia przy ruchu okrętu „cała wstecz”, jednakże nie wymaga się potwierdzenia tego próbami w morzu.

**6.2.1.3** Rezerwowa maszyna sterowa<sup>\*)</sup> powinna zapewniać wychylenie steru o co najmniej 15° na każdą burłę i przełożenie steru w tym zakresie w czasie nie przekraczającym 60 sekund, przy działaniu na ster znamionowym momentem obrotowym tej maszyny.

Rezerwowa maszyna sterowa może mieć napęd ręczny, jeżeli średnica trzonu sterowego nie przekracza 230 mm (bez uwzględnienia wzmocnień lodowych). W każdym innym przypadku maszyna ta powinna być napędzana zespołem energetycznym.

**6.2.1.4** Momentem znamionowym  $M_{ZN}$  maszyny sterowej jest moment skracający oddawany na trzonie sterowym przy kącie wychylenia steru:

35° – dla głównych maszyn sterowych,

15° – dla rezerwowych maszyn sterowych,

przy znamionowych parametrach zespołów energetycznych.

**6.2.1.5** Konstrukcja głównej i rezerwowej maszyny sterowej powinna odpowiadać następującym wymaganiom:

- .1 awaria jednej z maszyn nie może powodować unieruchomienia drugiej;
- .2 rezerwowa maszyna sterowa powinna zapewniać szybkie przejście funkcji sterowania w przypadku awarii maszyny głównej;
- .3 należy wykluczyć możliwość oddziaływania głównej maszyny sterowej z napędem mechanicznym na koło sterowe rezerwowej maszyny z napędem ręcznym.

**6.2.1.6** Jeżeli główna maszyna sterowa wyposażona jest w co najmniej dwa jednakowe zespoły energetyczne, to rezerwowa maszyna sterowa może nie być instalowana, pod warunkiem, że główna maszyna sterowa jest tak skonstruowana, że w przypadku pojedynczego uszkodzenia w układzie jej rurociągów lub w jednym z zespołów energetycznych możliwe będzie odcięcie tego uszkodzenia w taki sposób, aby zdolność do sterowania została utrzymana lub mogła być szybko odzyskana.

---

<sup>\*)</sup> Określenia: główna maszyna sterowa, rezerwowa maszyna sterowa i zespół energetyczny – patrz podrozdział 1.2.3 z Części III – Wyposażenie kadłubowe.

Jeżeli dwa zespoły energetyczne są przystosowane do jednoczesnej pracy, to na podstawie analizy konstrukcji i prób należy wykazać, że przy jednoczesnej pracy tych zespołów nie następuje blokada urządzenia sterowego.

**6.2.1.7** Hydrauliczna maszyna sterowa z napędem mechanicznym powinna być wyposażona w:

- .1 awaryjną pompę ręczną podłączoną na stałe do instalacji hydraulicznej bezpośrednio za zbiornikiem obiegowym oleju i zamocowaną w łatwo dostępnym miejscu pomieszczenia maszyny sterowej. Maszyna sterowa z awaryjnym napędem ręcznym powinna zapewniać przełożenie steru do pozycji neutralnej i wychylenie o  $10^\circ$  na każdą burtę przy zmniejszonej prędkości biegu naprzód – przy działaniu nie więcej niż dwóch ludzi;
- .2 urządzenie do utrzymywania czystości oleju hydraulicznego odpowiednie dla typu i konstrukcji układu hydraulicznego;
- .3 alarm niskiego poziomu cieczy w każdym obiegowym zbiorniku oleju; świetlny i dźwiękowy sygnał alarmowy powinien być odbierany na GSD i na SD działu elektromechanicznego;
- .4 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;

#### **6.2.1.8 Uszczelnienia olejowe**

Uszczelnienia olejowe oddzielające przestrzenie pod ciśnieniem powinny być wykonane:

- ze stykiem metalicznym lub równoważnym – w przypadku, gdy uszczelnienia znajdują się pomiędzy częściami nieruchomymi względem siebie,
- jako zdwojone, tak aby uszkodzenie jednego z nich nie powodowało nagłego spadku ciśnienia w instalacji – w przypadku, gdy uszczelnienia znajdują się pomiędzy częściami ruchomymi względem siebie. PRS może zaakceptować rozwiązania alternatywne dające równoważne zabezpieczenie przed przeciekami.

#### **6.2.1.9 Zabezpieczenie przed przeciążeniem**

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 niż 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 ich plombowania.

Zaleca się przeprowadzenie następujących prób zaworów przelewowych:

- próby wydajności,
- próby odporności na uderzenie hydrauliczne.

#### **6.2.1.10 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 okrętu.

#### **6.2.1.11 Wylłączniki krańcowe**

Każda maszyna sterowa powinna mieć urządzenia przerywające jej działanie przed dojściem steru do ograniczników wychylenia, związanych sztywno z kadłubem okrętu. Musi być przy tym zachowana zdolność maszyny do natychmiastowego wychylenia steru w przeciwnym kierunku.

#### **6.2.1.12 Hamulce**

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.

#### **6.2.1.13 Instrukcje postępowania**

Na GSD 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.

**6.2.1.14** Wymagania dotyczące napędów elektrycznych i sygnalizacji zawarte są w podrozdziale 5.5 z *Części VIII – Instalacje elektryczne i systemy sterowania*, a wymagania dotyczące doboru maszyn sterowych dla określonego typu okrętu – w podrozdziale 2.6 z *Części III – Wyposażenie kadłubowe*.

### **6.2.2 Materiały i wykonanie instalacji hydraulicznych**

**6.2.2.1** Kadłuby 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.

**6.2.2.2** Rurociągi hydrauliczne powinny odpowiadać mającym zastosowanie wymaganiom dla klasy I rurociągów i złączy elastycznych, zawartym w podrozdziale 1.16.2 z Części VI – *Urządzenia maszynowe i urządzenia chłodnicze*.

**6.2.2.3** Rurociągi hydrauliczne powinny być tak wykonane, aby załączanie i odłączanie poszczególnych siłowników i zespołów mogło być realizowane w łatwy sposób, a ponadto powinny spełniać wymagania rozdziału 7.

Należy również zapewnić możliwość usunięcia powietrza z rurociągów, jeżeli okaże się to konieczne.

**6.2.2.4** Pompy hydraulicznych maszyn sterowych powinny mieć urządzenia zapobiegające obracaniu się wirnika wyłączonej pompy w odwrotnym kierunku lub samoczynnie działające urządzenia zamykające przepływ cieczy przez wyłączoną pompę.

### **6.2.3 Konstrukcja i obliczenia wytrzymałościowe**

**6.2.3.1** 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.

**6.2.3.2** Wytrzymałość każdej części głównych i rezerwowych maszyn sterowych, znajdującej się w strumieniu linii sił, powinna być sprawdzona obliczeniowo dla obciążeń odpowiadających obliczonemu momentowi skręcającemu  $M_s$  (patrz podrozdział 2.2.3 z Części III – *Wyposażenie kadłubowe*); w przypadku rurociągów i innych części poddanych ciśnieniu wewnętrznemu, sprawdzenia należy dokonywać 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.

**6.2.3.3** Kadłuby siłowników maszyn sterowych i akumulatory hydrauliczne powinny spełniać wymagania dla zbiorników ciśnieniowych klasy I określone w rozdziale 8.

**6.2.3.4** 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 6.2.3.4.

**Tabela 6.2.3.4**

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.

**6.2.3.5** Części maszyny sterowej znajdujące się w strumieniu linii sił, nie zabezpieczone przed przeciążeniem przy pomocy ograniczników związanych z kadłubem (patrz punkt 2.6.2.2 z *Części III – Wyposażenie kadłubowe*), powinny mieć wytrzymałość nie mniejszą niż wytrzymałość trzonu sterowego.

## 6.2.4 Połączenie z trzonem sterowym

**6.2.4.1** 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.

**6.2.4.2** Połączenie piasty sterownicy, kwadrantu lub jarzma z trzonem sterowym powinno być obliczone na przeniesienie momentu równego co najmniej  $2M_s$  (patrz podrozdział 2.2.3 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  $2M_s$ .

## 6.2.5 Maszyny sterowe z ręcznym napędem

**6.2.5.1** Główna maszyna sterowa powinna być samohamowna. Rezerwowa maszyna sterowa powinna również być samohamowna lub może być wyposażona w urządzenie blokujące w zadanym położeniu, pod warunkiem że będzie zapewniona możliwość zmiany tego położenia.

**6.2.5.2** Główna maszyna sterowa z napędem ręcznym powinna spełniać wymagania punktu 6.2.1.2 przy działaniu jednego człowieka siłą przyłożoną do rękocyści koła sterowego nie przekraczającą 120 N i liczbie obrotów nie większej niż  $9/R$  dla pełnego przełożenia steru ( $R$  – promień rękocyści koła sterowego, mierzony od osi obrotu koła do środka długości rękocyści, [m]).

**6.2.5.3** Rezerwowa maszyna sterowa z napędem ręcznym powinna spełniać wymagania punktu 6.2.1.3 – przy działaniu nie więcej niż czterech ludzi siłą przyłożoną do rękojeści koła sterowego nie przekraczającą 150 N na jednego człowieka.

**6.2.5.4** Główna maszyna sterowa z napędem ręcznym, zamiast zabezpieczenia przed przeciążeniem wymaganego w 6.2.1.9, może mieć w zestawie napędu sprężyny amortyzujące.

Rezerwowa maszyna sterowa z napędem ręcznym nie musi spełniać wymagań punktu 6.2.1.9.

## 6.3 Wciągarki kotwiczne

### 6.3.1 Napęd

**6.3.1.1** Moc silnika napędowego wciągarki kotwicznej powinna zapewniać nieprzerwane wybieranie w ciągu 30 min. 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 siła określona wg wzoru:

$$P = 9,81ad^2, \quad [\text{N}] \quad (6.3.1.1)$$

$a$  – 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 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;

Średnią prędkość wybierania łańcucha kotwicznego należy mierzyć na długości dwóch przęseł, zaczynając od momentu, gdy trzy przęsła znajdują się w stanie swobodnego zwisu.

**6.3.1.2** Napęd wciągarki powinien zapewniać prędkość dociągania kotwicy na kluzie nie większą niż 0,15 m/s. Zaleca się, aby prędkość ta nie przekraczała 0,12 m/s.

**6.3.1.3** Układ napędowy wciągarki kotwicznej w znamionowym cyklu pracy powinien dla wyrwania 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 6.3.1.1 dotyczące prędkości wybierania.

### 6.3.2 Sprzęgła rozłączne i hamulce

**6.3.2.1** 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 przy awarii napędu.

Samoczynne urządzenie hamujące powinno zapewniać utrzymanie w łańcuchu na kole łańcuchowym obciążenia nie mniejszego niż 1,3P.

**6.3.2.2** Każde koło łańcuchowe powinno mieć hamulec umożliwiający skuteczne i bezpieczne zatrzymanie łańcucha przy jego wydawaniu. Hamulec ten powinien zapewniać utrzymanie łańcucha kotwicznego bez poślizgu, 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 okrętu 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.

### 6.3.3 Koła łańcuchowe

**6.3.3.1** Koła łańcuchowe powinny mieć co najmniej pięć gniazd. Kąt opasania kół łańcuchowych o poziomym położeniu osi powinien być nie mniejszy niż  $115^\circ$ , a kół o pionowym położeniu osi – nie mniejszy niż  $150^\circ$ .

**6.3.3.2** Koła łańcuchowe należy tak skonstruować, aby ogniwa łącznikowe (ogniwa Kentera) mogły bez przeszkód przez nie przechodzić w położeniu pionowym i poziomym.

### 6.3.4 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 a wciągarką należy zainstalować pewnie działające sprzęgło bezpieczeństwa, nie dopuszczające do przekroczenia takiego obciążenia.

### 6.3.5 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 6.3.2.2; 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.

### 6.3.6 Wymagania dodatkowe dla wciągarek kotwicznych ze zdalnym sterowaniem

**6.3.6.1** 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.

**6.3.6.2** Hamulec koła łańcuchowego powinien zapewniać łagodne zatrzymanie łańcucha kotwicznego w czasie nie dłuższym niż 5 s i nie krótszym niż 2 s od momentu podania sygnału ze stanowiska sterowania.

**6.3.6.3** Stanowisko zdalnego sterowania powinno być wyposażone we wskaźnik długości wypuszczonego łańcucha i wskaźnik prędkości wypuszczania – z zaznaczoną granicą prędkości dopuszczalnej 3 m/s.

**6.3.6.4** Wciągarki kotwiczne ze sterowaniem zdalnym powinny mieć lokalne stanowiska sterowania ręcznego. W każdym przypadku uszkodzenia układu sterowania zdalnego powinna być zachowana możliwość sterowania lokalnego.

## 6.4 Wciągarki cumownicze

### 6.4.1 Napęd

**6.4.1.1** 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 uciagu zawarte są w *Części III – Wyposażenie kadłubowe*.

**6.4.1.2** Układ napędowy wciągarki cumowniczej w znamionowym cyklu pracy powinien zapewniać uzyskanie w linie nabiegającej na bęben w pierwszą warstwę nieprzerwaną siłę uciagu nie mniejszą niż 1,5 siły uciagu 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.

**6.4.1.3** Jeżeli maksymalny moment obrotowy silnika napędowego może doprowadzić do większego obciążenia elementów wciągarki cumowniczej niż podano w 6.4.3, to należy przewidzieć zabezpieczenie przed przeciążeniem.

## **6.4.2 Hamulce**

**6.4.2.1** Wciągarka cumownicza powinna mieć samoczynne urządzenie hamujące, utrzymujące linę cumowniczą, obciążoną uciążem nie mniejszym od 1,5 siły uciagu znamionowego, przy zaniku energii napędowej lub awarii napędu.

**6.4.2.2** 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.

## **6.4.3 Sprawdzenie wytrzymałości**

**6.4.3.1** Naprężenia w częściach mocujących wciągarkę cumowniczą do fundamentu oraz w obciążonych częściach wciągarki przy działaniu na bęben linowy, jak również na 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.

**6.4.3.2** Dane dotyczące wytrzymałości liny przeznaczonej do pracy z mechanizmem cumowniczym powinny być umieszczone na tym mechanizmie.

#### **6.4.4 Wymagania dodatkowe dla wciągarek cumowniczych z automatyczną regulacją siły uciągu**

Wciągarki cumownicze z automatyczną regulacją siły uciągu powinny być wyposażone:

- we wskaźnik rzeczywistej wielkości siły uciągu działającej w linie cumowniczej podczas pracy mechanizmu z automatyczną regulacją,
- w 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).

#### **6.4.5 Wymagania dodatkowe dla wciągarek cumowniczych ze zdalnym sterowaniem**

**6.4.5.1** 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.

**6.4.5.2** Wciągarki cumownicze ze sterowaniem zdalnym powinny mieć lokalne stanowiska sterowania ręcznego. W każdym przypadku uszkodzenia układu sterowania zdalnego powinna być zachowana możliwość sterowania lokalnego.

### **6.5 Wciągarki holownicze**

**6.5.1** W przypadku stosowania automatycznych urządzeń do regulacji napięcia liny holowniczej należy zapewnić możliwość kontrolowania wielkości aktualnej siły uciągu. Wskaźniki należy zainstalować przy wciągarence i na GSD.

**6.5.2** Należy przewidzieć sygnalizację alarmową działającą przy wypuszczeniu liny holowniczej na maksymalną dopuszczalną długość.

**6.5.3** Bębny wciągarek holowniczych powinny spełniać wymagania punktu 6.1.7 i być wyposażone w układaki lin. Przy dwóch i większej liczbie bębnow należy stosować układaki niezależne. Bęben linowy powinien mieć sprzęgło pozwalające na odłączanie go od mechanizmu napędowego.

Geometryczne wymiary głowic wciągarki holowniczej powinny zapewniać możliwość wydawania liny holowniczej.

**6.5.4** Konstrukcja wciągarki powinna umożliwiać szybkie zwolnienie hamulca bębna linowego w celu zapewnienia swobodnego wydawania liny holowniczej.

**6.5.5** Hamulce wciągarki holowniczej powinny odpowiadać następującym wymaganiom:

- .1 wciągarka holownicza powinna być wyposażona w automatyczne urządzenia hamulcowe zatrzymujące linę przy uciążu równym co najmniej 1,25 uciążu 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.

**6.5.6** 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 uciążu wciągarki.

**6.5.7** 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.

**6.5.8** Dane dotyczące wytrzymałości liny przeznaczonej do pracy z mechanizmem holowniczym powinny być umieszczone na obudowie tego mechanizmu.

## **6.6 Wciągarki trałowe uzbrojenia trałów i wciągarki holownicze trałów**

**6.6.1** W przypadku stosowania urządzeń do regulacji napięcia liny należy zapewnić możliwość kontrolowania wielkości aktualnej siły uciążu. Wskaźniki należy zainstalować przy wciągarence i na GSD.

**6.6.2** Wciągarka powinna być wyposażona we wskaźnik długości wypuszczanej liny. Ponadto należy przewidzieć sygnalizację alarmową działającą przy wypuszczeniu liny na maksymalną dopuszczalną długość.

**6.6.3** Wciągarka powinna być wyposażona w zdalny wyłącznik napędu zainstalowany w części rufowej okrętu, umożliwiający po zahamowaniu bębna linowego wydanie lub wybranie zestawu trałowego.

**6.6.4** Hamulce wciągarki powinny odpowiadać następującym wymaganiom:

- .1 wciągarka powinna być wyposażona w automatyczne urządzenia hamulcowe zatrzymujące linę przy uciążu równym co najmniej 1,25 uciążu 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 unieruchomienie i zwolnienie bębna w celu zapewnienia montażu lub demontażu zestawu trałowego.

**6.6.5** Zamocowanie liny do bębna powinno być takie, aby w przypadku całkowitego wydania liny odłączała się ona od bębna przy obciążeniu większym niż 1,25 znamionowego uciągu wciągarki.

**6.6.6** 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. 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.

**6.6.7** Dane dotyczące wytrzymałości liny przeznaczonej do pracy z mechanizmem trałowym lub holowniczym powinny być umieszczone na obudowie tego mechanizmu.

## **6.7 Wciągarki sonarów holowanych**

**6.7.1** W przypadku stosowania urządzeń do regulacji napięcia kabloliny należy zapewnić możliwość kontrolowania wielkości aktualnej siły uciągu. Wskaźniki należy zainstalować na stanowisku sterowania lokalnego, zdalnego i na GSD.

**6.7.2** Wciągarka powinna być wyposażona we wskaźnik długości wypuszczanej kabloliny. Ponadto należy przewidzieć sygnalizację alarmową działającą przy wypuszczeniu kabloliny na maksymalną dopuszczalną długość.

**6.7.3** Wielkość bębna powinna uwzględniać zapas kabloliny przewidziany na wypadek zahaczenia sonaru o podwodną przeszkodę.

Wciągarka powinna być wyposażona w sygnalizację alarmową sygnalizującą, na stanowisku sterowania lokalnego, zdalnego i GSD, przekroczenie dopuszczalnej siły uciągu.

**6.7.4** Wciągarka powinna współpracować z zespołem bramownicy i zblocza zaprojektowanego do zastosowanej kabloliny.

**6.7.5** Hamulce wciągarki powinny odpowiadać następującym wymaganiom:

- .1 wciągarka powinna być wyposażona w automatyczne urządzenia hamulcowe zatrzymujące kablolinę podczas zaniku lub odłączenia energii napędowej wciągarki;

- .2 bęben kabloliny powinien mieć hamulec działający bez poślizgu i przy odłączonym od napędu bębnie, przy działaniu na niego siły nie mniejszej niż 1,25 obciążenia znamionowego. Konstrukcja hamulca powinna umożliwiać szybkie unieruchomienie i zwolnienie bębna kabloliny.

**6.7.6** 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 kablolinę. 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.

**6.7.7** Dane dotyczące wytrzymałości kabloliny przeznaczonej do pracy z mechanizmem holowniczym powinny być umieszczone na tym mechanizmie.

## **6.8 Nadzór, próby i świadectwa**

**6.8.1** Następujące ważne części maszyn sterowych podlegają w czasie produkcji nadzorowi pod względem ich zgodności z zatwierdzoną dokumentacją:

- sterownice głównego i rezerwowego urządzenia sterowego<sup>M)</sup>,
- kwadrant sterowy<sup>M)</sup>,
- jarzmo sterowe<sup>M)</sup>,
- tłok z trzonem<sup>M)</sup>,
- cylindry<sup>M)</sup>,
- wały napędowe<sup>M)</sup>,
- koła zębate, wieńce kół zębatach<sup>M)</sup>.

**6.8.2** Następujące ważne części wciągarek kotwicznych, cumowniczych i holowniczych podlegają w czasie produkcji nadzorowi pod względem ich zgodności z zatwierdzoną dokumentacją:

- wały napędowe, pośrednie i główne<sup>M)</sup>,
- koła zębate, wieńce kół zębatach,
- koła łańcuchowe,
- sprzęgła kłowe,
- taśmy hamulcowe.

### **Uwagi i objaśnienia indeksowe:**

<sup>M)</sup> – materiał elementów z odbiorem PRS.

**6.8.3** Zespoły energetyczne hydraulicznych maszyn sterowych powinny być poddane próbie typu. Próba powinna trwać nie mniej niż 100 godzin. Stanowisko do prób powinno umożliwiać zarówno pracę bez obciążenia, jak i z maksymalną wydajnością i przy maksymalnym ciśnieniu 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 okręcie. Podczas całego czasu trwania

próby nie mogą wystąpić: 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 okrętów.

**6.8.4** Po zainstalowaniu maszyn sterowych na okręcie należy poddać je próbom szczelności i próbom ruchowym.

**6.8.5** Zakres prób maszyn sterowych w morzu powinien obejmować:

- .1 sprawdzenie spełnienia przez maszynę główną i rezerwową wymagań 6.2.1.2 i 6.2.1.3 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 okrętu, 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 zasilanie awaryjne wymagane w podrozdziale 5.5 z Części VIII – Instalacje elektryczne i systemy sterowania;
  - .6 działanie układu sterowania, włączając przekazanie sterowania i sterowanie lokalne;
  - .7 sprawdzenie środków łączności między GSD, SD działu elektromechanicznego i pomieszczeniem maszyny sterowej;
  - .8 działanie alarmów i wskaźników wymaganych w podrozdziałach 5.5 i 8.4 z Części VIII – Instalacje elektryczne i systemy sterowania;
  - .9 sprawdzenie, tam gdzie ma to zastosowanie, że w maszynie nie dochodzi do powstania blokady hydraulicznej (zamka hydraulicznego).
-

## 7 HYDRAULICZNE UKŁADY NAPĘDOWE

### 7.1 Zakres zastosowania

**7.1.1** Wymagania rozdziału 7 mają zastosowanie do wszystkich urządzeń i instalacji hydraulicznych na okręcie, z wyjątkiem urządzeń, o których mowa w punkcie 7.1.2.

**7.1.2** Odpowiadające uznanym normom, niezależne i mieszczące się we własnej obudowie urządzenia nie związane z napędem okrętu lub sterowaniem i manewrowaniem okrętem, nie muszą spełniać wymagań rozdziału 7.

### 7.2 Wymagania ogólne

**7.2.1** Ciecz hydrauliczna nie powinna powodować korozji elementów instalacji. Temperatura zapłonu cieczy hydraulicznej powinna być nie niższa niż 150 °C. Ciecz hydrauliczna powinna być odpowiednia dla całego zakresu temperatur pracy urządzenia lub instalacji. Dotyczy to szczególnie zakresu zmiany lepkości.

**7.2.2** 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.

**7.2.3** 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.

**7.2.4** Uszkodzenie układu hydraulicznego nie powinno powodować uszkodzenia związanego z nim mechanizmu lub urządzenia.

**7.2.5** Układy hydrauliczne maszyn sterowych oraz układy hydrauliczne śrub napędowych o skoku nastawnym nie powinny mieć żadnych połączeń z innymi układami hydraulicznymi.

**7.2.6** Jeżeli rurociąg zasilający wciągarki kotwiczne z napędem hydraulicznym jest połączony z rurociągami innych układów hydraulicznych, to powinien on być zasilany przez dwa niezależne zestawy pompowe, z których każdy powinien zapewniać pracę urządzenia kotwicznego przy spełnieniu wymagań podrozdziału 6.3.1.

**7.2.7** Siłowniki hydrauliczne (cylindry hydrauliczne) należy tak instalować i łączyć z konstrukcją nośną, aby wykluczyć oddziaływanie zewnętrznych momentów gnących na tłocysko siłownika.



### 7.3 Zbiorniki palnej cieczy hydraulicznej

Zbiorniki palnej cieczy hydraulicznej powinny odpowiadać wymaganiom dla zbiorników paliwa, z następującymi wyjątkami:

- .1 w przypadku zbiorników nie przylegających do poszycia okrętu, usytuowanych poza pomieszczeniami maszynowymi kategorii A, w pomieszczeniach położonych powyżej wodnicy, w których nie ma źródeł zapłonu takich jak silniki spalinowe czy kotły, dopuszcza się stosowanie cylindrycznych szkieł plynowskazowych.
- .2 w przypadku zbiorników o pojemności poniżej 100 dm<sup>3</sup>, usytuowanych w pomieszczeniach maszynowych kategorii A, dopuszcza się możliwość zastosowania cylindrycznych szkieł plynowskazowych, po wcześniejszym uzgodnieniu z PRS.

### 7.4 Połączenia rurowe

Połączenia rurowe powinny spełniać wymagania podrozdziału 1.16 z *Części VI – Urządzenia maszynowe i urządzenia chłodnicze*, a ponadto:

- .1 rury zamontowane na okręcie 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, ale tylko wówczas, gdy odpowiadają odpowiedniej normie państwowej i posiadają stosowne świadectwa odbioru;
- .4 rurociągi nie powinny mieć połączeń lutowanych;
- .5 przewody elastyczne z końcówkami do połączenia powinny spełniać wymagania punktu 1.16.2.9 z *Części VI – Urządzenia maszynowe i urządzenia chłodnicze* 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, jeżeli odpowiadają one odpowiedniej normie państwowej i posiadają właściwe świadectwo odbioru.

### 7.5 Elementy hydrauliczne

**7.5.1** 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.

**7.5.2** Siłowniki powinny spełniać wymagania wytrzymałościowe dla zbiorników ciśnieniowych odpowiedniej klasy.

### 7.5.3 Siłowniki powinny być typu uznanego przez PRS.

Za zgodą PRS mogą być zastosowane siłowniki nie mające uznania, jeżeli odpowiadają odpowiedniej normie państwowej i posiadają właściwe świadectwo odbioru.

### 7.5.4 Zawory, pompy, silniki hydrauliczne oraz filtry wysokociśnieniowe powinny być typu uznanego przez PRS.

7.5.5 Siłowniki hydrauliczne nie spełniające wymagań punktu 7.5.3 oraz elementy hydrauliczne nie spełniające wymagania 7.5.4 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.

## 7.6 Napędy urządzeń dźwignicowych

### 7.6.1 Urządzenia dźwignicowe powinny być wyposażone w:

- .1 centralny układ hydrauliczny z dwoma niezależnymi zestawami pompowymi, z których każdy powinien być zdolny do jednoczesnego napędu wszystkich urządzeń dźwignicowych;
- albo
- .2 niezależny układ hydrauliczny dla każdego urządzenia dźwignicowego, z zestawem pompowym zdolnym do napędu tego urządzenia.

Jeżeli układ wyszczególniony w .1 jest oddzielony od wszelkich innych układów hydraulicznych na okęcie, to można nie stosować drugiego zestawu pompowego.

### 7.6.2 Lokalne stanowiska sterowania urządzeniami dźwignicowymi powinny być wyposażone w:

- .1 urządzenia sterujące;
- .2 przyrządy kontrolno-pomiarowe urządzeń napędowych;
- .3 sygnał dźwiękowy działający w czasie przenoszenia ładunku. W rejonach o podwyższonym poziomie hałasu PRS może zażądać zainstalowania dodatkowo sygnału świetlnego;
- .4 przyrządy wskazujące kierunek ruchu przenoszonego ładunku.

Wymagania .3 i .4 nie dotyczą stanowisk sterowania, z których możliwa jest obserwacja ruchu przenoszonego ładunku.

7.6.3 Należy wykluczyć możliwość uruchomienia urządzenia dźwignicowego bez wychylenia organu sterującego urządzeniem z pozycji zerowej, np. przez załączenie zestawów pompowych.

7.6.4 Należy przewidzieć urządzenia umożliwiające opuszczanie ładunku ze stałą prędkością także wtedy, gdy ładunek osiąga położenie krańcowe. Działanie tych urządzeń nie może prowadzić do wyłączenia zestawów pompowych.

**7.6.5** Napędy należy wyposażyć w urządzenia umożliwiające bezpieczne opuszczenie wiszącego ładunku w przypadku nagłego spadku ciśnienia oleju hydraulicznego w instalacji.

Siłowniki hydrauliczne powinny być wyposażone w zabezpieczenia umieszczone bezpośrednio na siłowniku.

## **7.7 Napędy i urządzenia blokujące ramp, furt i podnoszonych pokładów**

**7.7.1** Zaleca się stosowanie napędów hydraulicznych wyposażonych w dwa niezależne zestawy pompowe.

**7.7.2** Należy zapewnić niezawodne urządzenia mechaniczne do blokowania ramp, furt i podnoszonych pokładów w pozycji otwartej.

**7.7.3** Napędy ramp, furt i podnoszonych pokładów powinny spełniać również wymagania określone w punktach 7.6.2 do 7.6.5.

## **7.8 Nadzór, próby i świadectwa**

**7.8.1** Następujące ważne części elementów hydraulicznych (patrz 7.5) podlegają w czasie produkcji nadzorowi pod względem ich zgodności z zatwierdzoną dokumentacją:

- wały, wirniki śrubowe,
- trzony,
- tłoki,
- kadłuby, cylindry, kadłuby,
- koła zębate.

**7.8.2** Próby hydraulicznych układów napędowych należy przeprowadzić zgodnie z programem prób zatwierdzonym przez PRS.

Program prób powinien określać rodzaj i zakres prób, kryteria akceptacji, miejsce przeprowadzenia oraz, w razie potrzeby, sposób przeprowadzenia prób.

**7.8.3** W zakres prób powinny wchodzić:

- .1** próby ciśnieniowe rurociągów zgodnie z wymaganiami podrozdziału 1.5.4 z *Części VI – Urządzenia maszynowe i urządzenia chłodnicze*;
- .2** sprawdzenie czystości rurociągów po ich płukaniu;
- .3** próby ruchowe;
- .4** sprawdzenie cieczy hydraulicznej na zawartość zanieczyszczeń przed i po wykonaniu prób ruchowych.

## 8 KOTŁY, ZBIORNIKI CIŚNIENIOWE I WYMIENNIKI CIEPŁA

### 8.1 Postanowienia ogólne

Kotły, zbiorniki ciśnieniowe i wymienniki ciepła dzielą się w zależności od parametrów i rodzaju konstrukcji na klasy określone w tabeli 8.1.

**Tabela 8.1**

Rodzaj urządzenia	Klasa I	Klasa II	Klasa III
Kotły parowe, w tym utylizacyjne, kotły wodne o temperaturze wody powyżej 115 °C, przegrzewacze pary i zbiorniki pary, kotły oleju grzewczego	$p > 0,35$	$p \leq 0,35$	–
Wytwornice pary ogrzewane parą	$p > 1,6$	$p \leq 1,6$	–
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, [MPa];

$t$  – temperatura obliczeniowa ścianki, [°C];

$s$  – grubość ścianki, [mm].

### 8.2 Obliczenia wytrzymałościowe

#### 8.2.1 Wymagania ogólne

**8.2.1.1** 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.).

**8.2.1.2** Wymiary elementów konstrukcyjnych kotłów, 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.

## 8.2.2 Ciśnienie obliczeniowe

**8.2.2.1** W przypadku, gdy wielkość ciśnienia hydrostatycznego przekracza 0,05 MPa, należy o jego wartość zwiększyć wielkość ciśnienia obliczeniowego.

**8.2.2.2** Przy określaniu ciśnienia obliczeniowego kotłów przepływowych i kotłów z przymusowym obiegiem wody należy uwzględnić opory hydrodynamiczne powstające w częściach kotła przy nominalnej wydajności pary.

**8.2.2.3** Dla ścian płaskich poddanych ciśnieniu z obu stron jako ciśnienie obliczeniowe należy przyjmować najwyższe z działających ciśnień. Ścianki o powierzchni zakrzywionej, 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 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.

**8.2.2.4** Jako ciśnienie obliczeniowe podgrzewaczy wody należy przyjmować sumę ciśnienia w kolektorze parowym i oporów hydrodynamicznych w podgrzewaczu, rurociągach i armaturze przy nominalnej wydajności pary.

## 8.2.3 Temperatura obliczeniowa

**8.2.3.1** Dla określenia dopuszczalnych naprężeń w zależności od temperatury czynnika i warunków ogrzewania należy przyjmować obliczeniową temperaturę ściany nie niższą niż temperatura podana w tabeli 8.2.3.1.

**Tabela 8.2.3.1**

Lp.	Elementy kotłów, wymienników ciepła i zbiorników oraz warunki ich pracy	Temperatura obliczeniowa ściany
1	Elementy poddane działaniu promieniowania cieplnego:	
1.1	Rury kotłowe	$T_m + 50\text{ °C}$
1.2	Rury podgrzewaczy	$T_m + 50\text{ °C}$
1.3	Płomienice faliste	$T_m + 75\text{ °C}$
1.4	Gładkie rury ogniowe, kolektory, komory, komory ogniowe	$T_m + 90\text{ °C}$
2	Elementy poddane działaniu gorących gazów, chronione od działania promieniowania cieplnego <sup>1)</sup>	
2.1	Segmenty pierścieniowe, dna, kolektory, komory, ściany sitowe i rury	$T_m + 30\text{ °C}$
2.2	Kolektory i rury przegrzewaczy pary o temperaturze pary do 400 °C	$T_m + 35\text{ °C}$
2.3	jw. o temperaturze pary powyżej 400 °C	$T_m + 50\text{ °C}$
2.4	Kotły utylizacyjne z mechanicznym czyszczeniem powierzchni ogrzewalnej	$T_m + 30\text{ °C}$
2.5	Kotły jw. z palnikiem do wypalania zanieczyszczeń powierzchni ogrzewalnej	$T_v$
3	Elementy ogrzewane parą lub cieczą	$T_v$
4	Elementy nieogrzewane <sup>2)</sup>	$T_m$

**Uwagi do tabeli 8.2.3.1:**

- 1) – patrz 8.2.3.4;  
2) – patrz 8.2.3.3;  
 $T_m$  – najwyższa temperatura czynnika ogrzewanego, [°C];  
 $T_v$  – najwyższa temperatura czynnika grzewczego, [°C].

**8.2.3.2** Temperaturę obliczeniową rur podgrzewaczy pary o temperaturze wyższej niż 400 °C oraz rur i kolektorów przegrzewaczy pary poddanych działaniu promieniowania cieplnego należy określać obliczeniowo; temperatura ta podlega każdorazowo odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

**8.2.3.3** Ścianę należy uważać za nieogrzewaną, jeżeli spełnia ona jeden z następujących warunków:

- jest oddzielona od paleniska lub na przestrzeni kanałów dymowych ogniotrwałą izolacją, a odległość ściany od tej izolacji wynosi co najmniej 300 mm;
- jest osłonięta ogniotrwałą izolacją, która nie jest narażona na działanie promieniowania cieplnego.

**8.2.3.4** Ścianę należy uważać za chronioną przed działaniem promieniowania cieplnego, jeżeli spełnia ona jeden z następujących warunków:

- jest osłonięta izolacją ogniotrwałą;
- jest osłonięta rzędem rur, przy czym odległość między sąsiednimi rurami nie przekracza 3 mm;
- jest osłonięta dwoma rzędami rur rozmieszczonych w zakosy, przy czym rozstaw rur w każdym rzędzie nie przekracza dwóch średnic zewnętrznych rury, lub jest osłonięta trzema i więcej rzędami rur z rozstawem w rzędach nie przekraczającym 2,5 średnicy zewnętrznej tych rur.

**8.2.3.5** Jako temperaturę obliczeniową ogrzewanych ścian kotła i nieogrzewanych ścian przestrzeni parowej kotła należy przyjmować co najmniej 250 °C.

**8.2.3.6** Nieizolowane, ogrzewane gorącymi gazami ściany kotłów o grubości 20 mm lub większej można stosować tylko przy temperaturze gazów do 800 °C. Jeżeli przy grubości ściany mniejszej niż 20 mm i temperaturze gazów przekraczającej 800 °C istnieją części ściany nieosłonięte izolacją ani rzędami rur, a długość tych odcinków przekracza 8 średnic rur, to temperaturę obliczeniową ściany należy określać drogą obliczeń cieplnych.

Ochrona ściany przed działaniem promieniowania cieplnego – patrz 9.1.9.

**8.2.3.7** Jako temperaturę obliczeniową ścian zbiorników i wymienników ciepła, pracujących pod ciśnieniem czynnika chłodniczego, należy przyjmować 20 °C, jeżeli nie ma możliwości powstawania wyższych temperatur.

## 8.2.4 Własności wytrzymałościowe i naprężenia dopuszczalne

**8.2.4.1** Dla stali, dla których stosunek  $R_e/R_m \leq 0,6$ , jako własności wytrzymałościowe należy przyjmować wartości wyraźnej lub umownej granicy plastyczności,  $R'_e$  lub  $R'_{0,2}$ , 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  $R'_m$  przy temperaturze obliczeniowej  $t$ .

Dla stali obciążonej w warunkach pełzania (temperatury powyżej  $450\ ^\circ\text{C}$ ), niezależnie od stosunku  $R_e/R_m$  należy uwzględnić średnią wartość granicy pełzania  $R_{1/100\ 000/t}$  przy 1-procentowym wydłużeniu trwałym, po czasie 100 000 h, przy temperaturze obliczeniowej  $t$ .

Do obliczeń należy przyjmować minimalne wartości  $R'_e$ ,  $R'_{0,2}$  i  $R'_m$  oraz średnie wartości  $R_{z/100\ 000/t}$  i  $R_{1/100\ 000/t}$ .

**8.2.4.2** Dla materiałów bez wyraźnie określonej granicy plastyczności należy przyjmować do obliczeń wartość wytrzymałości na rozciąganie w temperaturze obliczeniowej.

**8.2.4.3** Dla żeliwa oraz stopów metali nieżelaznych należy przyjmować najmniejszą wartość wytrzymałości na rozciąganie w normalnej temperaturze.

**8.2.4.4** 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.

**8.2.4.5** Dopuszczalne naprężenia  $\sigma$  w obliczeniach wytrzymałościowych należy określać jako najmniejszą z otrzymanych wartości dla materiału rozpatrywanego elementu:

$$\sigma = \frac{R'_m}{\eta_m}, \quad \sigma = \frac{R'_e}{\eta_e} \quad \text{lub} \quad \sigma = \frac{R'_{0,2}}{\eta_e}$$

$$\sigma = \frac{R_{z/100000/t}}{\eta_z}, \quad \sigma = \frac{R_{1/100000/t}}{\eta_p}$$

gdzie:

$\eta_m$  – współczynnik bezpieczeństwa dla wytrzymałości na rozciąganie  $R'_m$

$\eta_z$  – współczynnik bezpieczeństwa dla wytrzymałości na pełzanie  $R_{z/100\ 000/t}$

$\eta_e$  – współczynnik bezpieczeństwa dla granicy plastyczności  $R'_e$  i  $R'_{0,2}$

$\eta_p$  – współczynnik bezpieczeństwa dla granicy pełzania  $R_{1/100\ 000/t}$ .

Wartości współczynników – patrz 8.2.5.

## 8.2.5 Współczynniki bezpieczeństwa

**8.2.5.1** Dla części wykonanych z odkuwek stalowych lub stali walcowanych, poddanych ciśnieniu od wewnątrz, współczynniki bezpieczeństwa nie powinny być mniejsze niż:

$$\eta_e = \eta_z = 1,6; \quad \eta_m = 2,7 \quad \text{i} \quad \eta_p = 1,0$$

Dla części poddanych ciśnieniu z zewnątrz współczynniki bezpieczeństwa  $\eta_e$ ,  $\eta_z$  i  $\eta_m$  należy zwiększyć o 20%.

**8.2.5.2** Dla części kotłów, wymienników ciepła i zbiorników ciśnieniowych II i III klasy wykonanych ze stali, dla których stosunek  $R_e/R_m \leq 0,6$ , współczynniki bezpieczeństwa mogą być zmniejszone, lecz nie mogą być mniejsze niż:

$$\eta_e = \eta_z = 1,5; \quad \eta_m = 2,6$$

**8.2.5.3** Dla części kotłów, wymienników ciepła i zbiorników ciśnieniowych wykonanych ze staliwa i poddanych ciśnieniu od wewnątrz współczynniki bezpieczeństwa nie powinny być mniejsze niż:

$$\eta_e = \eta_z = 2,2; \quad \eta_m = 3,0 \quad \text{i} \quad \eta_p = 1,0$$

Dla części poddanych ciśnieniu z zewnątrz współczynniki bezpieczeństwa należy zwiększyć o 20% (z wyjątkiem  $\eta_z$ , którego wartość nie ulega zmianie).

**8.2.5.4** Współczynniki bezpieczeństwa  $\eta_e$  i  $\eta_z$  dla obciążonych cieplnie ważnych części kotłów należy przyjmować jako nie mniejsze niż:

3,0 – dla płomienic falistych;

2,5 – dla płomienic gładkich, komór ogniowych, płomieniówek ściągowych oraz długich i krótkich ściągów;

2,2 – dla króćców przewodów dymowych znajdujących się pod ciśnieniem i innych podobnych ścianek omywanych spalinami.

**8.2.5.5** Współczynnik bezpieczeństwa,  $\eta_m$ , dla części wykonanych z żeliwa należy przyjmować – dla ciśnienia zewnętrznego i wewnętrznego – jako nie mniejszy niż 4,8.

Współczynnik bezpieczeństwa,  $\eta_m$ , dla części wykonanych z metali nieżelaznych należy przyjmować jako nie mniejszy niż 4,6 dla ciśnienia wewnętrznego i 5,5 dla ciśnienia zewnętrznego. Dla powłok stożkowych, w ostatnim przypadku, należy przyjmować  $\eta_m$  jako nie mniejszy niż 6,0.

## 8.2.6 Współczynniki wytrzymałości

**8.2.6.1** Współczynniki wytrzymałości złączy spawanych,  $\varphi$ , należy określać z tabeli 8.2.6.1-1 w zależności od konstrukcji złącza i sposobu spawania. Dla poszczególnych klas kotłów, zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła (patrz tabela 8.1) należy stosować złącza spawane o współczynniku  $\varphi$  nie mniejszym niż podany w tabeli 8.2.6.1-2.



**Tabela 8.2.6.1-1**

Sposób spawania	Typ złącza	Rodzaj spoiny	$\varphi$
Automatyczne	doczołowe	dwustronna	1,0
		jednostronna na podkładce	0,9
jednostronna bez podkładki		0,8	
Półautomatyczne i ręczne	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 8.2.6.1-1:**

1. W każdym przypadku wymagany jest pełny przetop.
2. Dla połączeń wykonanych metodą elektrodozłową należy przyjmować  $\varphi = 1$ .

**Tabela 8.2.6.1-2**

Rodzaj urządzenia	Współczynnik $\varphi$		
	Klasa I	Klasa II	Klasa III
Kotły, przegrzewacze pary i zbiorniki pary	0,9	0,8	–
Wytwornice pary ogrzewane parą	0,9	0,8	–
Zbiorniki ciśnieniowe i wymienniki ciepła	0,9	0,7	0,6

**8.2.6.2** Współczynnik wytrzymałości ścian cylindrycznych osłabionych otworami o jednakowych średnicach należy przyjmować jako równy najmniejszemu z niżej podanych:

1. współczynniki wytrzymałości ścian cylindrycznych osłabionych jednym wzdłużnym rzędem lub kilkoma rzędami otworów o jednakowej podziałce (rys. 8.2.6.2-1), obliczonemu wg wzoru:

$$\varphi = \frac{a-d}{a} \quad (8.2.6.2.1)$$

2. sprowadzonemu na kierunek wzdłużny współczynniki wytrzymałości ścian cylindrycznych osłabionych jednym poprzecznym rzędem lub kilkoma rzędami otworów o jednakowej podziałce (rys. 8.2.6.2-1), obliczonemu wg wzoru:

$$\varphi = 2 \frac{a_1 - d}{a_1} \quad (8.2.6.2.2)$$

3. sprowadzonemu na kierunek wzdłużny współczynniki wytrzymałości ścian cylindrycznych osłabionych kilkoma rzędami otworów rozmieszczonych w zakosy o jednakowej podziałce (rys. 8.2.6.2-2 i rys. 8.2.6.2-3), obliczonemu wg wzoru:

$$\varphi = k \frac{a_2 - d}{a_2} \quad (8.2.6.2.3-1)$$

gdzie:

- $\varphi$  – 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:

$$a_2 = \sqrt{l^2 + l_1^2}, \quad [\text{mm}] \quad (8.2.6.2.3-2)$$

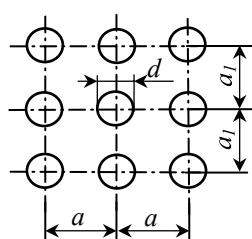
- $l$  – odległość osi dwóch sąsiednich otworów mierzona w kierunku wzdłużnym (rys. 8.2.6.2-2 i 8.2.6.2-3), [mm];
- $l_1$  – odległość osi dwóch sąsiednich otworów mierzona w kierunku poprzecznym lub na obwodzie (rys. 8.2.6.2-2 i 8.2.6.2-3), [mm];
- $k$  – współczynnik zależny od wielkości  $\frac{l_1}{l}$ , podany w tabeli 8.2.6.2.3.

**Tabela 8.2.6.2.3**

$\frac{l_1}{l}$	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

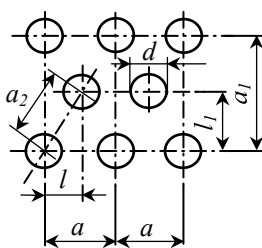
**Uwaga:**

Podobnie wielkości  $k$  należy określić metodą interpolacji liniowej.



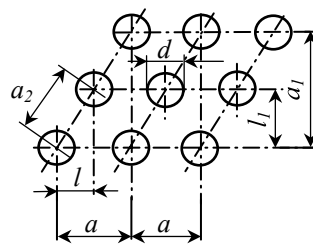
← Oś wzdłużna →

Rys. 8.2.6.2-1



← Oś wzdłużna →

Rys. 8.2.6.2-2



← Oś wzdłużna →

Rys. 8.2.6.2-3

**8.2.6.3** Jeżeli w jedno- lub kilkurzędowych układach otworów o jednakowej podziałce otwory różnią się średnicami, to we wzorach na obliczenie współczynnika wytrzymałości (8.2.6.2.1, 8.2.6.2.2, 8.2.6.2.3-1, 8.2.6.2.3-2) 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  $a$ ,  $a_1$ ,  $a_2$ .

**8.2.6.4** Jeżeli w szwach spawanych wykonane są otwory, to należy przyjmować współczynnik wytrzymałości jako równy iloczynowi współczynników wytrzymałości szwu spawanego i ściany osłabionej otworami.

**8.2.6.5** Dla ścian elementów cylindrycznych nie osłabionych szwem spawanym i jednym lub kilkoma rzędami otworów należy przyjmować współczynnik wytrzymałości równy 1. Współczynnik wytrzymałości,  $\varphi$ , nie może być w żadnym wypadku przyjmowany jako większy niż 1.

**8.2.6.6** Współczynniki wytrzymałości ścian osłabionych otworami dla rozwalcowanych rur, określone wzorami 8.2.6.2.1, 8.2.6.2.2, 8.2.6.2.3, nie mogą być mniejsze niż 0,3. Obliczenia, w których wartość tego współczynnika jest mniejsza, podlegają odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

**8.2.6.7** 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.

**8.2.6.8** Wartości współczynnika wytrzymałości rur ze wzdłużnym szwem spawanym podlegają odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

**8.2.6.9** Sposoby określania współczynnika wytrzymałości ścian osłabionych wycięciami, które wymagają częściowego lub pełnego wzmocnienia, podano w 8.2.19.

**8.2.6.10** Współczynniki wytrzymałości płaskich ścian sitowych należy obliczać wg wzoru 8.2.6.2.1, odpowiednio dla podziałek rur w prostokątach do siebie rzędach. Do obliczenia grubości ściany sitowej należy przyjmować mniejszą z otrzymanych wartości współczynnika.

## **8.2.7 Zwiększenie grubości obliczeniowych**

**8.2.7.1** 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. przez platerowanie lub pokrytych masą plastyczną, nadatek  $c$  do grubości obliczeniowej, po uzgodnieniu z PRS, może nie być stosowany.

**8.2.7.2** 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  $c$ .

## 8.2.8 Elementy cylindryczne, kuliste i rury poddane ciśnieniu od wewnątrz

**8.2.8.1** 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 8.2.8.2.

**8.2.8.2** Grubość ścian elementów cylindrycznych i rur nie powinna być mniejsza niż grubość określana wg wzorów:

$$s = \frac{D_a p}{2\sigma\varphi + p} + c, \quad [\text{mm}] \quad (8.2.8.2-1)$$

lub

$$s = \frac{Dp}{2\sigma\varphi - p} + c, \quad [\text{mm}] \quad (8.2.8.2-2)$$

$s$  – grubość ściany, [mm];

$p$  – ciśnienie obliczeniowe, [MPa];

$D_a$  – średnica zewnętrzna, [mm];

$D$  – średnica wewnętrzna, [mm];

$\varphi$  – współczynnik wytrzymałości (patrz 8.2.6);

$\sigma$  – naprężenie dopuszczalne (patrz 8.2.4.5), [MPa];

$c$  – naddatek do grubości obliczeniowej (patrz 8.2.7), [mm].

**8.2.8.3** Grubość ścian elementów kulistych powinna być nie mniejsza niż grubość określana wg wzorów:

$$s = \frac{D_a p}{4\sigma\varphi + p} + c, \quad [\text{mm}] \quad (8.2.8.3-1)$$

lub

$$s = \frac{Dp}{4\sigma\varphi - p} + c, \quad [\text{mm}] \quad (8.2.8.3-2)$$

Określenia symboli we wzorach – patrz 8.2.8.2.

**8.2.8.4** Grubości ścian elementów cylindrycznych i kulistych oraz rur, niezależnie od wielkości otrzymanych wg wzorów 8.2.8.2-1, 8.2.8.2-2, 8.2.8.3-1 i 8.2.8.3-2, powinny być nie mniejsze niż:

**.1** 5 mm – dla elementów ciągniętych i spawanych;

**.2** 12 mm – dla ścian sitowych z rurami rozwałcowanymi w rzędach promieniowych;

- .3 6 mm – dla ścian sitowych z rurami przyspawanymi lub przylutowanymi;  
 .4 wielkości podane w tabeli 8.2.8.4 – dla rur.

Grubość ścian rur ogrzewanych gazami o temperaturze przekraczającej 800 °C powinna być nie większa niż 6 mm.

**Tabela 8.2.8.4**

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 rozwałcowania należy kompensować nadatkami.

**8.2.8.5** Minimalne grubości ścianek rur ze stopów metali nieżelaznych i ze stali nierdzewnych można za zgodą PRS przyjmować mniejsze od określonych w 8.2.8.4, lecz nie mniejsze niż określone wg wzorów w 8.2.8.2 i 8.2.8.3.

**8.2.9 Elementy poddane ciśnieniu od zewnątrz**

**8.2.9.1** 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 8.2.8.2.

**8.2.9.2** Grubość gładkich ścian elementów cylindrycznych z usztywnieniami lub bez nich, w tym gładkich płomienic, powinna być nie mniejsza niż grubość określona wg wzoru:

$$s = \frac{50 \left( B + \sqrt{B^2 + 0,04AC} \right)}{A} + c, \quad [\text{mm}] \quad (8.2.9.2-1)$$

gdzie:

$$A = 200 \frac{\sigma}{D_m} \left( 1 + \frac{D_m}{10l} \right) \left( 1 + \frac{5D_m}{l} \right) \quad (8.2.9.2-2)$$

$$B = p \left( 1 + \frac{5D_m}{l} \right) \quad (8.2.9.2-3)$$

$$C = 0,045 \cdot p \cdot D_m \quad (8.2.9.2-4)$$

$s$  – grubość ściany, [mm];

$p$  – ciśnienie obliczeniowe (patrz 8.2.2), [MPa];

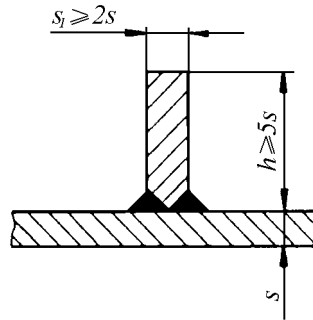
$D_m$  – średnia średnica, [mm];

$\sigma$  – naprężenie dopuszczalne (patrz 8.2.4.5), [MPa];

$c$  – nadatek do grubości obliczeniowej (patrz 8.2.7), [mm];

$l$  – obliczeniowa długość części cylindrycznej między usztywnieniami, [mm].

Za usztywnienia mogą być uważane denka czołowe, połączenia płomienic z dennicą i komorą ogniową, a także pierścienie usztywniające (rys. 8.2.9.2) lub podobne konstrukcje.



Rys. 8.2.9.2

**8.2.9.3** Grubość płomienic falistych powinna być nie mniejsza niż grubość określona wg wzoru:

$$s = \frac{pD}{2\sigma} + c \quad (8.2.9.3)$$

$s$  – grubość ściany, [mm];

$D$  – najmniejsza wewnętrzna średnica płomienicy w jej części falistej, [mm];

$p$  – ciśnienie obliczeniowe (patrz 8.2.2), [MPa];

$\sigma$  – naprężenie dopuszczalne (patrz 8.2.4.5), [MPa];

$c$  – naddatek do grubości obliczeniowej (patrz 8.2.7), [mm].

**8.2.9.4** Jeżeli długość prostego odcinka płomienicy falistej od dennicy do początku pierwszej fali przekracza długość tej fali, to grubość ściany tego odcinka powinna być nie mniejsza niż grubość obliczona wg wzoru 8.2.9.2-1.

**8.2.9.5** Grubość płomienicy gładkiej powinna być nie mniejsza niż 7 mm i nie większa niż 20 mm. Grubość płomienicy falistej powinna być nie mniejsza niż 10 mm i nie większa niż 20 mm.

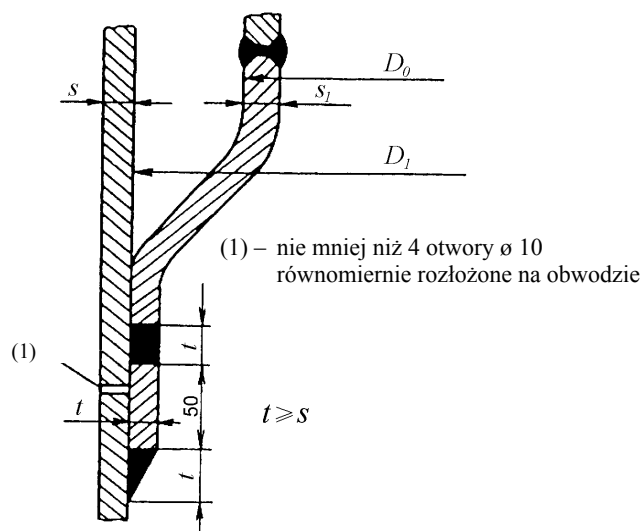
**8.2.9.6** Płomienice gładkie o długości do 1400 mm mogą być wykonywane bez pierścieni usztywniających. Jeżeli w kotle są dwie płomienice lub więcej, to usztywniające pierścienie sąsiednich płomienic nie powinny leżeć w jednej płaszczyźnie.

**8.2.9.7** Rejon otworów i wycięć w ścianach elementów cylindrycznych i kulistych należy wzmocnić zgodnie z wymaganiami 8.2.19.

**8.2.9.8** Grubość  $s_1$  pierścienia ukształtowanego przez połączenie komory ogniowej z płaszczem w kotle stojącym, obciążonego pionowo (patrz rys. 8.2.9.8), powinna być nie mniejsza niż grubość określona wg wzoru:

$$s_1 = \frac{3,7p}{\sigma} \sqrt{D_1(D_1 - D_0)} + 1, \quad [\text{mm}] \quad (8.2.9.8)$$

$p$  – ciśnienie obliczeniowe, [MPa].



Rys. 8.2.9.8

## 8.2.10 Elementy stożkowe

**8.2.10.1** Grubość ścian elementów stożkowych poddanych ciśnieniu od wewnątrz nie powinna być mniejsza:

.1 dla  $\alpha \leq 70^\circ$  – od większej wartości określonej wg wzorów:

$$s = \frac{D_a p y}{4 \sigma \varphi} + c, \quad [\text{mm}] \quad (8.2.10.1.1-1)$$

oraz

$$s = \frac{D_a p y}{(4 \sigma \varphi - p) \cos \alpha} + c, \quad [\text{mm}] \quad (8.2.10.1.1-2)$$

.2 dla  $\alpha > 70^\circ$  – od wartości określonej wg wzoru:

$$s = 0,3 \left[ D_a - (r + s) \right] \sqrt{\frac{p}{\sigma \varphi} \cdot \frac{\alpha}{90^\circ}} + c, \quad [\text{mm}] \quad (8.2.10.1.2)$$

$s$  – grubość ściany, [mm];

$D_c$  – średnica obliczeniowa (rys. 8.2.10.1.2-1 do 8.2.10.1.2-4), [mm];

$D_a$  – średnica zewnętrzna (rys. 8.2.10.1.2-1 do 8.2.10.1.2-4), [mm];

$p$  – ciśnienie obliczeniowe (patrz 8.2.2), [MPa];

$y$  – współczynnik kształtu (patrz tabela 8.2.10.1);

$\alpha, \alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$  – kąty (rys. 8.2.10.1.2-1 ÷ 8.2.10.1.2-4), [°];

$\sigma$  – naprężenie dopuszczalne (patrz 8.2.4.5), [MPa];

$\varphi$  – współczynnik wytrzymałości (patrz 8.2.6); przy stosowaniu wzorów 8.2.10.1.1-1 i 8.2.10.1.2 należy przyjmować wielkość tego współczynnika

ka dla szwu obwodowego, a przy stosowaniu wzoru 8.2.10.1.1-2 – 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. 8.2.10.1.2-1, 8.2.10.1.2-2 i 8.2.10.1.2-4), [mm];

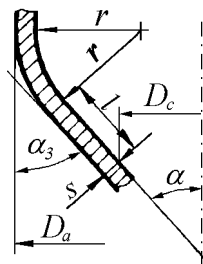
$c$  – nadatek do grubości obliczeniowej (patrz 8.2.7), [mm].

**Tabela 8.2.10.1**

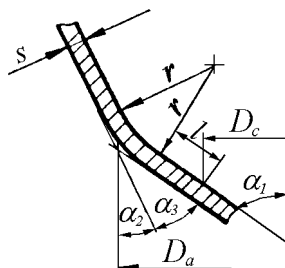
$\alpha$ , stopnie	Wartość współczynnika kształtu $y$ przy wartości $r/D_a$											
	0,01	0,02	0,03	0,04	0,06	0,08	0,10	0,15	0,20	0,30	0,40	0,50
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
10	1,4	1,3	1,2	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1
20	2,0	1,8	1,7	1,6	1,4	1,3	1,2	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1
30	2,7	2,4	2,2	2,0	1,8	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:**

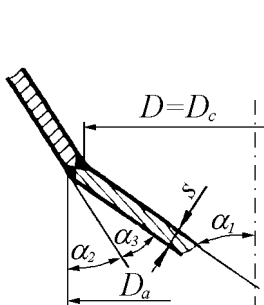
Dla złączy spawanych, w których spoina tworzy krawędź dwóch elementów (patrz rys. 8.2.10.1.2-3), współczynnik kształtu  $y$  należy określać dla wartości stosunku  $r/D_a = 0,01$ .



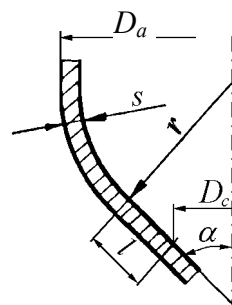
Rys. 8.2.10.1.2-1



Rys. 8.2.10.1.2-2



Rys. 8.2.10.1.2-3



Rys. 8.2.10.1.2-4



$l$  – odległość wzdłuż tworzącej od krawędzi dużej średnicy części stożkowej, przyjmowana jako dziesięciokrotność grubości ściany, lecz nie większa niż połowa długości tworzącej element stożkowy (rys. 8.2.10.1.2-1, 8.2.10.1.2-2 i 8.2.10.1.2-4), [mm];

**8.2.10.2** Grubość ścian elementów stożkowych poddanych ciśnieniu zewnętrznemu należy określać według 8.2.10.1, pod warunkiem spełnienia następujących wymagań:

- .1 współczynnik wytrzymałości złącza spawanego  $\varphi$  należy przyjmować jako równy 1;
- .2 naddatek  $c$  należy przyjmować jako równy 2 mm;
- .3 średnicę obliczeniową  $D_c$  należy obliczać wg wzoru:

$$D_c = \frac{d_1 + d_2}{2 \cos \alpha}, \quad [\text{mm}] \quad (8.2.10.2.3)$$

$d_1, d_2$  – 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:

$$p_1 = 26E10^{-6} \frac{D_c}{l_1} \left[ \frac{100(s-c)}{D_c} \right]^2 \sqrt{\frac{100(s-c)}{D_c}}, \quad [\text{MPa}] \quad (8.2.10.2.4)$$

$E$  – moduł sprężystości, [MPa];

$l_1$  – największa długość stożka lub odstęp między jego utwierdzeniami, [mm].

Warunkiem niewystępowania trwałych odkształceń ścian stożka jest spełnienie zależności  $p_1 > p$  ( $p$  – ciśnienie obliczeniowe, [MPa]).

**8.2.10.3** Złącza spawane pokazane na rys. 8.2.10.1.2-3 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 8.2.10.2. Nie zaleca się stosowania takich złączy spawanych w przypadku kotłów.

**8.2.10.4** Rejon otworów i wycięć w ścianach stożkowych należy wzmocnić zgodnie z wymaganiami podrozdziału 8.2.19.

## 8.2.11 Płaskie dna i pokrywy

**8.2.11.1** Grubość niewzmocnionych ściągami płaskich den i pokryw przyspawanych lub mocowanych śrubami (rys. 8.2.11.1-1 do 8.2.11.1-8 oraz rys. 1.2 z Załącznika 1) powinna być nie mniejsza niż grubość określona wg wzoru:

$$s = KD_c \sqrt{\frac{p}{\sigma}} + c, \quad [\text{mm}] \quad (8.2.11.1-1)$$

$s$  – grubość ściany, [mm];

$K$  – współczynnik obliczeniowy dla konstrukcji przedstawionych na rysunkach 8.2.11.1-1 do 8.2.11.1-8 i lp. 1.1 do 1.6 z Załącznika 1;

$D_c$  – średnica obliczeniowa (rys. 8.2.11.1-2 do 8.2.11.1-7 oraz rys. lp. 1.2 z Załącznika 1), [mm]; dla den przedstawionych na rys. 8.2.11.1-1 i na rys. lp. 1.1 z Załącznika 1 średnicę obliczeniową należy określać wg wzoru:

$$D_c = D - r, \quad [\text{mm}] \quad (8.2.11.1-2)$$

dla pokryw prostokątnych lub owalnych średnicę obliczeniową należy określać wg wzoru:

$$D_c = m \sqrt{\frac{2}{1 + \left(\frac{m}{n}\right)^2}}, \quad [\text{mm}] \quad (8.2.11.1-3)$$

$D_b$  – średnica okręgu, na którym rozmieszczone są śruby (rys. 8.2.11.1-6), [mm];

$D$  – średnica wewnętrzna, [mm];

$n$  i  $m$  – odpowiednio – największa i najmniejsza długość osi lub boków otworu, mierzona od osi podziałowej uszczelnienia, [mm] (patrz rys. 8.2.11.1-8);

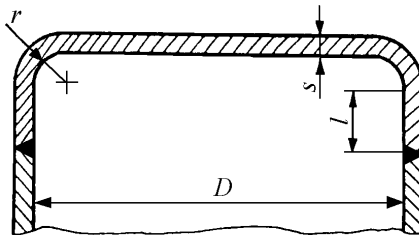
$r$  – wewnętrzny promień zaoblęcia obrzeża dna przy dnach wytłaczanych, [mm];

$p$  – ciśnienie obliczeniowe (patrz 8.2.2), [MPa];

$\sigma$  – naprężenie dopuszczalne (patrz 8.2.4.5), [MPa];

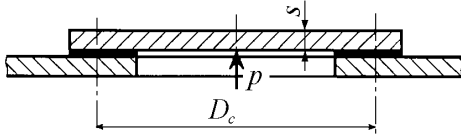
$c$  – naddatek do grubości obliczeniowej (patrz 8.2.7), [mm];

$l$  – długość części cylindrycznej dna (patrz rys. 8.2.11.1-1 oraz lp. 1.1 z Załącznika 1), [mm].



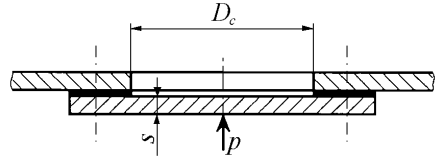
$$K = 0,30$$

Rys. 8.2.11.1-1



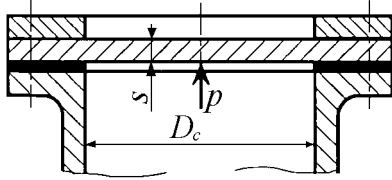
$K = 0,41$

Rys. 8.2.11.1-2



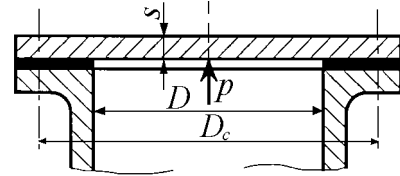
$K = 0,45$

Rys. 8.2.11.1-3



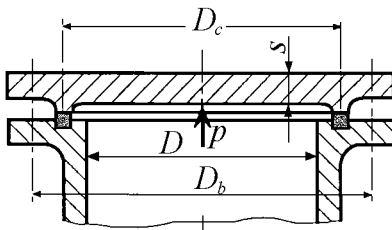
$K = 0,41$

Rys. 8.2.11.1-4



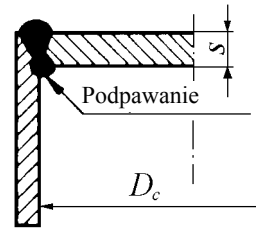
$K = 0,35$

Rys. 8.2.11.1-5



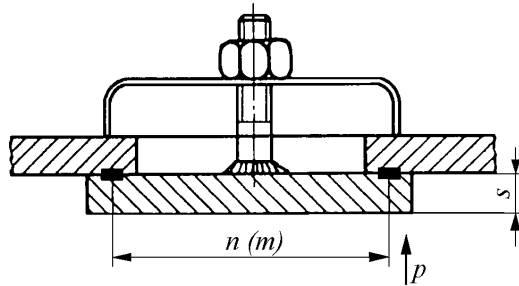
$D_b/D$	$K$
1,25	0,6
1,50	0,7
1,75	0,8

Rys. 8.2.11.1-6



$K = 0,50$

Rys. 8.2.11.1-7



$K = 0,53$

Rys. 8.2.11.1-8

**8.2.11.2** Grubość den przedstawionych w Załączniku 1 na rys. lp. 1.2 powinna być nie mniejsza niż grubość określona wg wzoru 8.2.11.1-1. Ponadto powinny być spełnione następujące warunki:

.1 dla den okrągłych

$$0,77s_1 \geq s_2 \geq \frac{1,3p}{\sigma} \left( \frac{D_c}{2} - r \right) \quad (8.2.11.2.1)$$

.2 dla den prostokątnych

$$0,55s_1 \geq s_2 \geq \frac{1,3p}{\sigma} \cdot \frac{nm}{(n+m)} \quad (8.2.11.2.2)$$

$s$  – grubość dna, [mm];

$s_1$  – grubość płaszcza, [mm];

$s_2$  – grubość dna w obrębie rowka odciążającego, [mm].

Określenie pozostałych symboli – patrz 8.2.11.1.

Grubość  $s_2$  w każdym przypadku powinna być nie 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 podlegają każdorazowo odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

## 8.2.12 Płaskie ściany wzmocnione ściągamami

**8.2.12.1** Ściany płaskie (rys. 8.2.12.1-2 i 8.2.12.1-3) wzmocnione długimi i krótkimi ściągamami, węzłówkami, rurami ściągowymi lub innymi podobnymi konstrukcjami powinny mieć grubość nie mniejszą niż grubość określona wg wzoru:

$$s = KD_c \sqrt{\frac{p}{\sigma}} + c \quad (8.2.12.1-1)$$

$K$  – współczynnik obliczeniowy (patrz rysunki 8.2.12.1-1 do 8.2.12.1-3 oraz 5.1 do 5.3 w Załączniku 1); jeżeli rozpatrywana część ściany jest wzmocniona ściągamami, dla których wartości  $K$  są różne, to należy przyjąć we wzorze wartość  $K$  równą średniej arytmetycznej tych współczynników;

$D_c$  – umowna średnica obliczeniowa (rys. 8.2.12.1-2 i 8.2.12.1-3), [mm];

przy równomiernym rozmieszczeniu ściągów:

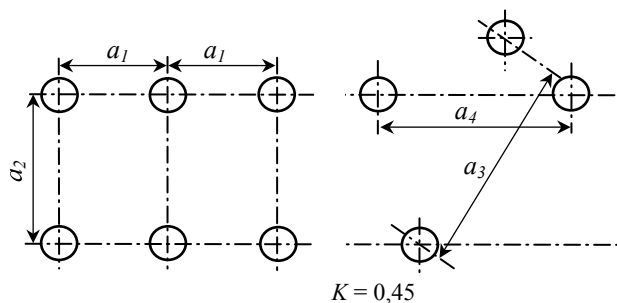
$$D_c = \sqrt{a_1^2 + a_2^2} \quad (8.2.12.1-2)$$

przy nierównomiernym rozmieszczeniu ściągów:

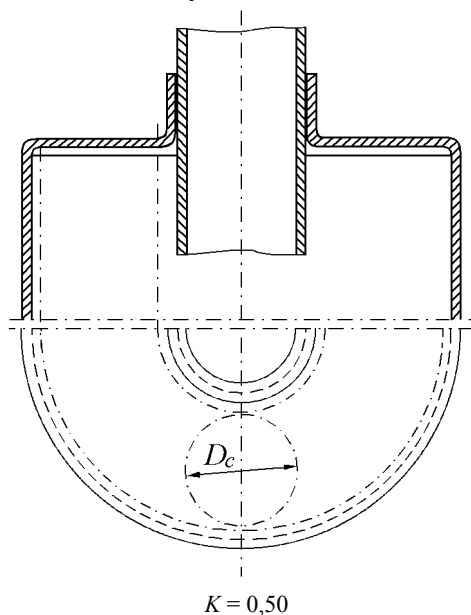
$$D_c = \frac{a_3 + a_4}{2} \quad (8.2.12.1-3)$$

We wszystkich pozostałych przypadkach jako  $D_c$  należy przyjmować średnicę największego okręgu, jaki można przeprowadzić przez osie trzech ściągów lub osie ściągów i początek zaoblenia obrzeża ściany, jeżeli pro-

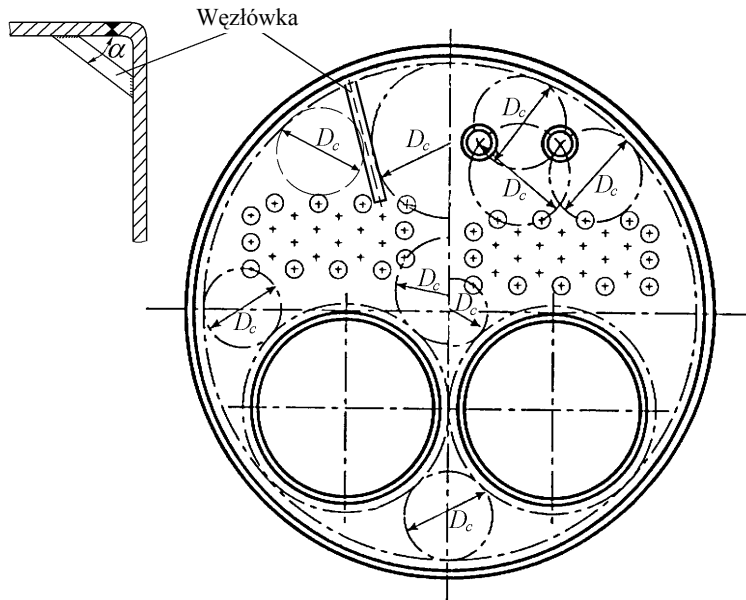
mień tego zaoblenia odpowiada wymaganiom podrozdziału 8.2.13. Zaoblenie należy w tym przypadku rozpatrywać jako punkt wzmocniony. Zaoblenie obrzeża włazu nie powinno być traktowane jako punkt wzmocniony;  
 $a_1, a_2, a_3, a_4$  – podziałka lub odległość między ściągami (rys. 8.2.12.1-1), [mm].  
Określenie pozostałych symboli – patrz 8.2.11.1.



Rys. 8.2.12.1-1



Rys. 8.2.12.1-2



$K = 0,35$  (dla węzłówki)

Rys. 8.2.12.1-3

### 8.2.13 Płaskie ściany i dna z zaoblonymi obrzeżami

**8.2.13.1** Przy obliczaniu grubości ścian płaskich i den zaoblone obrzeża może być uwzględnione tylko wówczas, gdy wewnętrzny promień zaoblęcia jest nie mniejszy niż podany w tabeli 8.2.13.1.

**Tabela 8.2.13.1**

Zewnętrzna średnica dna, [mm]	Wewnętrzny promień zaoblęcia, [mm]
do 350	25
ponad 350 do 500	30
ponad 500 do 950	35
ponad 950 do 1400	40
ponad 1400 do 1900	45
ponad 1900	50

Wewnętrzny promień zaoblęcia obrzeża powinien być nie mniejszy niż 1,3 grubości ściany.

**8.2.13.2** Długość części cylindrycznej obrzeża płaskiego dna zaoblonego powinna być nie mniejsza niż  $l = 0,5\sqrt{Ds}$  (rys. 8.2.11.1-1).

## 8.2.14 Wzmocnienie otworów w płaskich ścianach

**8.2.14.1** 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.

**8.2.14.2** Jeżeli rzeczywista grubość ściany jest większa od obliczonej wg wzorów 8.2.11.1-1 i 8.2.12.1-1, to największą średnicę otworu nie wymagającego wzmocnienia należy określić wg wzoru:

$$d = 8s_r \left( 1,5 \frac{s_r^2}{s^2} - 1 \right) \quad (8.2.14.2)$$

$d$  – średnica otworu nie wymagającego wzmocnienia, [mm];

$s_r$  – rzeczywista grubość ściany, [mm];

$s$  – obliczeniowa grubość ściany określona wg wzorów 8.2.11.1-1 i 8.2.12.1-1, [mm].

**8.2.14.3** Dla otworów o średnicach większych od określonych w 8.2.14.1 i 8.2.14.2 należy przewidzieć wzmocnienie krawędzi otworu.

Określone wymiary wzmocniające króćca powinny spełniać następującą zależność:

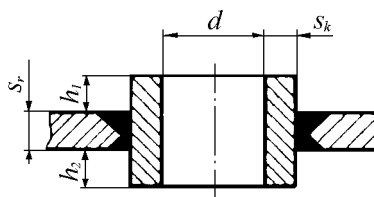
$$s_k \left( \frac{h^2}{s_r^2} - 0,65 \right) \geq 0,65d - 1,4s_r \quad (8.2.14.3)$$

$s_k$  – grubość ściany króćca, [mm], (rys. 8.2.14.3);

$d$  – średnica wewnętrzna króćca, [mm];

$s_r$  – patrz 8.2.14.2, [mm];

$h = h_1 + h_2$ , [mm], (rys. 8.2.14.3).



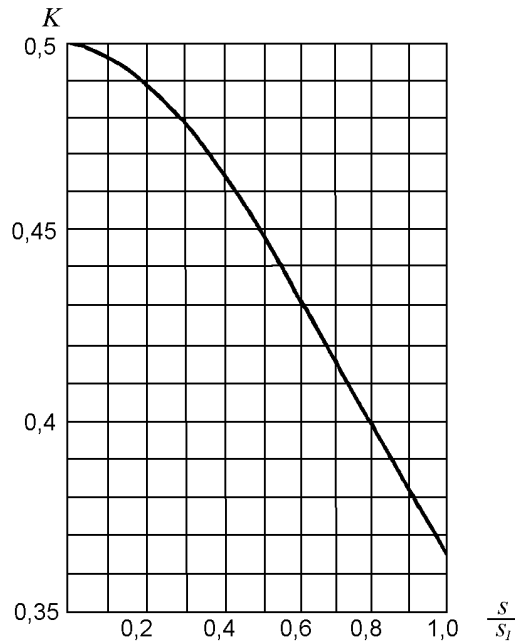
Rys. 8.2.14.3

## 8.2.15 Ściany sitowe

**8.2.15.1** Grubość  $s_1$  płaskich ścian sitowych wymienników ciepła powinna być nie mniejsza niż grubość określona wg wzoru:

$$s_1 = 0,9KD_w \sqrt{\frac{P}{\sigma\varphi}} + c \quad , \quad [\text{mm}] \quad (8.2.15.1)$$

- $K$  – współczynnik zależny od stosunku grubości ściany kadłuba  $s$  do grubości ściany sitowej  $s_1$ ; dla ścian sitowych przyspawanych do kadłuba  $K$  należy wyznaczyć z wykresu 8.2.15.1 przy wstępnym założeniu grubości  $s_1$ , a jeżeli różnica między założoną i obliczoną wg wzoru 8.2.15.1 wartością  $s_1$  przekracza 5%, obliczenia należy skorygować;  
dla ściany sitowej umocowanej między kołnierzami kadłuba i pokrywy śrubami jedno- lub dwustronnymi  $K = 0,5$ ;
- $D_w$  – wewnętrzna średnica kadłuba, [mm];
- $P$  – ciśnienie obliczeniowe (patrz 8.2.2), [MPa];
- $\sigma$  – naprężenie dopuszczalne (patrz 8.2.4.5), [MPa];  
dla wymienników ciepła o sztywnej konstrukcji, w których materiały kadłuba i rur mają różne współczynniki wydłużenia cieplnego, wartość  $\sigma$  należy zmniejszyć o 10%;
- $\varphi$  – współczynnik wytrzymałości ściany sitowej osłabionej otworami na rury (patrz 8.2.15.2);
- $c$  – naddatek do grubości obliczeniowej, [mm] (patrz 8.2.7).



Rys. 8.2.15.1

### 8.2.15.2 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:



$$\varphi = 0,935 - 0,65 \frac{d}{a} \quad (8.2.15.2-1)$$

– przy rzędomym lub przestawnym rozmieszczeniu otworów:

$$\varphi = 0,975 - 0,68 \frac{d}{a_2} \quad (8.2.15.2-2)$$

$d$  – średnica otworów w ścianie sitowej, [mm];

$a$  – rozstaw osi otworów rozmieszczonych trójkątnie, [mm];

$a_2$  – mniejszy z rozstawów osi otworów rozmieszczonych rzędowo lub przestawnie (a także współśrodkowo na okręgach), [mm].

**8.2.15.3** Dla wartości ilorazu  $\frac{d}{a} = 0,75 \div 0,80$  grubość ściany sitowej wg wzoru

8.2.15.1 powinna spełniać warunek:

$$f_{\min} \geq 5d$$

$f_{\min}$  – minimalny dopuszczalny przekrój mostka w ścianie sitowej, [mm<sup>2</sup>].

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.

**8.2.15.4** Grubość ścian sitowych z rurami rozwalcowanymi, oprócz spełnienia wymagań punktu 8.2.15.1, powinna spełniać warunek:

$$s \geq 10 + 0,125d \quad (8.2.15.4)$$

Rozwalcowane połączenia rur ze ścianami sitowymi powinny odpowiadać również wymaganiom punktów 8.2.20.6, 8.2.20.7 i 8.2.20.8.

**8.2.15.5** Jeżeli ściany sitowe są wzmocnione przyspawanymi lub rozwalcowanymi rurami odpowiadającymi wymaganiom podrozdziału 8.2.20, to obliczenia takich ścian można przeprowadzić według zasad podanych w 8.2.12.

## 8.2.16 Dna wypukłe

**8.2.16.1** Grubość den wypukłych pełnych i z otworami, poddanych ciśnieniu od wewnątrz lub z zewnątrz (rys. 8.2.16.1), powinna być nie mniejsza niż grubość określona wg wzoru:

$$s = \frac{D_a p y}{4 \sigma \varphi} + c \quad (8.2.16.1)$$

$s$  – 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. 8.2.16.1);

$\varphi$  – współczynnik wytrzymałości (patrz 8.2.6);  
 $\sigma$  – naprężenie dopuszczalne (patrz 8.2.4.5), [MPa];  
 $y$  – współczynnik kształtu, zależny od stosunku wysokości dna do jego średnicy zewnętrznej i od wartości osłabienia otworami, przyjmowany według tabeli 8.2.16.1; przy pośrednich wartościach  $\frac{h_a}{D}$  i  $\frac{d}{\sqrt{D_a s}}$  wartość  $y$  można okre-

ślić przez interpolację liniową.

Dla określenia  $y$  z tabeli 8.2.16.1 wartość  $s$  należy przyjąć wstępnie z szeregu grubości znormalizowanych. Ostatecznie przyjęta wartość  $s$  powinna być nie mniejsza od określonej wg wzoru 8.2.16.1.

Dla den eliptycznych i skrzynekowych  $R_W$  jest największym promieniem krzywizny.

**Tabela 8.2.16.1**

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 wzmacnionymi
			0,5	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	
Wypukłe dna elipsoidalne lub skrzynekowe 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 skrzynekowe 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

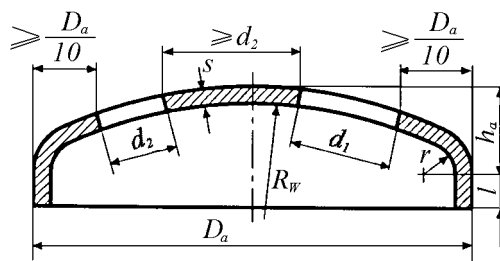
- $c$  – naddatek do grubości obliczeniowej, który należy przyjmować jako równy:  
 2 mm – przy działaniu ciśnienia od wewnątrz,  
 3 mm – przy działaniu ciśnienia z zewnątrz;  
 dla den o grubości ściany ponad 30 mm naddatek ten może być zmniejszony o 1 mm;
- $d$  – największa średnica niewzmocnionego otworu, [mm].

Wzór 8.2.16.1 stosuje się, jeżeli są spełnione następujące zależności:

$$\frac{h_a}{D_a} \geq 0,18; \quad \frac{s-c}{D_a} \geq 0,0025; \quad R_W \leq D_a; \quad r \geq 0,1 D_a; \quad l \leq 150 \text{ mm},$$

- 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. 8.2.16.1.



Rys. 8.2.16.1

**8.2.16.2** 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 zaoblęcia mogą znajdować się niewzmocnione otwory o średnicy mniejszej od grubości dna, lecz nie przekraczającej 25 mm.

**8.2.16.3** Grubość ścian wypukłych den komór ogniowych kotłów pionowych może być obliczana jak dla den bez otworów również i w tych przypadkach, gdy przez dno przechodzi króciec kanału dymowego.

**8.2.16.4** Dla den wypukłych poddanych ciśnieniu z zewnątrz, z wyjątkiem den żeliwnych, należy wykonać obliczenia sprawdzające zachowanie kształtu według wzoru:

$$\frac{36,6E_T}{R_w^2} \cdot \frac{(s-c)^2}{100p} > 3,3 \quad (8.2.16.4)$$

$E_T$  – moduł sprężystości przy temperaturze obliczeniowej, [MPa], dla stali – patrz tabela 8.2.16.4, dla metali nieżelaznych według uzgodnienia z PRS;

$R_w$  – największy wewnętrzny promień krzywizny, [mm].

Pozostałe oznaczenia jak w 8.2.16.1.

**Tabela 8.2.16.4**

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

**8.2.16.5** Minimalna grubość ścianek stalowych den wypukłych powinna być nie mniejsza niż 5 mm. Dla den wykonanych ze stopów metali nieżelaznych i ze stali nierdzewnych grubość ta może być zmniejszona po uzgodnieniu z PRS.

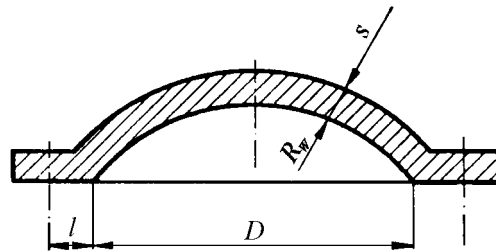
**8.2.16.6** Możliwość zastosowania den wypukłych spawanych z części podlega odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

### 8.2.17 Dna talerzowe

Grubość ściany dna talerzowego bez otworów (rys. 8.2.17), poddanego ciśnieniu od wewnątrz, powinna być nie mniejsza niż grubość określona wg wzoru:

$$s = \frac{3Dp}{\sigma} + c \quad (8.2.17)$$

- $s$  – grubość ściany, [mm];  
 $p$  – ciśnienie obliczeniowe (patrz 8.2.2), [MPa];  
 $D$  – średnica wewnętrzna dna talerzowego, przyjmowana jako równa średnicy wewnętrznej płaszczki, [mm];  
 $\sigma$  – naprężenie dopuszczalne (patrz 8.2.4.5), [MPa];  
 $c$  – nadatek do grubości obliczeniowej (patrz 8.2.7), [mm].



Rys. 8.2.17

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  $2s$ .

### 8.2.18 Komory prostokątne

**8.2.18.1** Grubość ścian komór prostokątnych (rys. 8.2.18.1-1) poddanych ciśnieniu od wewnątrz powinna być nie mniejsza niż grubość określona wg wzoru:

$$s = \frac{pn}{2,52\sigma\varphi_1} + \sqrt{\frac{4,5Kp}{1,26\sigma\varphi_2}} \quad (8.2.18.1-1)$$

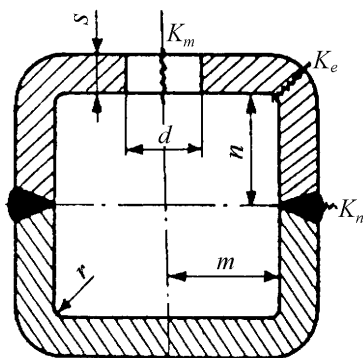
- $s$  – grubość ściany, [mm];  
 $p$  – ciśnienie obliczeniowe (patrz 8.2.2), [MPa];  
 $n$  – połowa wewnętrznej szerokości boku komory prostopadłego do obliczanego, [mm];  
 $m$  – połowa wewnętrznej szerokości obliczanego boku komory, [mm];  
 $\sigma$  – naprężenie dopuszczalne (patrz 8.2.4.5), [MPa];  
 $\varphi_1$  i  $\varphi_2$  – współczynniki wytrzymałości komór osłabionych otworami, określane w następujący sposób:  
 $\varphi_1$  – wg wzoru 8.2.6.2.1;  
 $\varphi_2$  – wg wzoru 8.2.6.2.1, jeżeli  $d < 0,6$  m;

$$\varphi_2 = 1 - \frac{0,6m}{a}, \text{ jeżeli } d \geq 0,6 m; \quad (8.2.18.1-2)$$

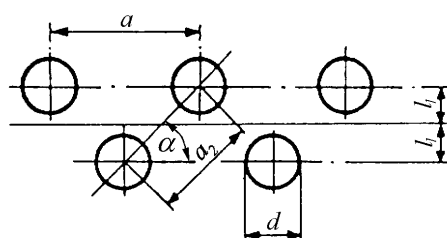
$d$  – średnica otworów, [mm]. Dla otworów owalnych jako  $d$  należy przyjmować ich wymiar mierzony równoległe do osi komory, jednakże do wzorów 8.2.6.2.1 i 8.2.18.1-2 jako  $d$  należy przyjmować wymiar otworów mierzony prostopadle do osi komory.

Przy przemiennym rozstawieniu otworów należy do wzoru 8.2.18.1-2 zamiast  $a$  przyjmować  $a_2$  (rys. 8.2.18.1-2), dla komór prostokątnych ze wzdłużnym łączem spawanym (rys. 8.2.18.1-1) współczynniki wytrzymałości  $\varphi_1$  i  $\varphi_2$  należy przyjmować odpowiednio jako równe współczynnikom wytrzymałości złączy spawanych, dobieranych zgodnie z wymaganiami podrozdziału 8.2.6.

Wzdłużne złącza spawane należy w miarę możliwości rozmieszczać na odcinku  $l_1$ , dla którego  $K = 0$ . Jeżeli ściany komory osłabione są w kilku miejscach, to do obliczania należy przyjmować najmniejszą wartość współczynnika wytrzymałości.



Rys. 8.2.18.1-1



Rys. 8.2.18.1-2

$K$  – współczynnik obliczeniowy momentu zginającego w środku ściany bocznej lub w linii środków rzędu otworów, określane wg wzorów:

dla linii środkowej boku komory

$$K_m = \frac{m^3 + n^3}{3(m+n)} - \frac{m^2}{2}, \quad [\text{mm}^2] \quad (8.2.18.1-3)$$

dla rzędów otworów lub wzdłużnych złączy spawanych

$$K_n = \frac{m^3 + n^3}{3(m+n)} - \frac{m^2 - l_1^2}{2}, \quad [\text{mm}^2] \quad (8.2.18.1-4)$$

W przypadku otrzymania ze wzorów wielkości ujemnej należy przyjmować jej wartość bezwzględną; w przypadku rozstawienia otworów w zakosy współczynnik  $K$  należy pomnożyć przez  $\cos \alpha$ .

$\alpha$  – kąt między skośną linią podziałową otworów a osią komory, [°];  
 $l_1$  – odległość rozpatrywanego rzędu otworów od linii środkowej boku komory (rys. 8.2.18.1-2), [mm].

**8.2.18.2** Jeżeli po odrębnym rozpatrzeniu przez PRS dopuszczone jest zastosowanie komór prostokątnych ze szwem spawanym w narożu, to grubość ściany takich komór powinna być nie mniejsza niż grubość obliczona wg wzoru:

$$s = \frac{p\sqrt{m^2 + n^2}}{2,52\sigma\varphi_1} + \sqrt{\frac{4,5K_e p}{1,26\sigma\varphi_2}} \quad (8.2.18.2-1)$$

$K_e$  – współczynnik obliczeniowy momentu zginającego na krawędzi, [mm<sup>2</sup>], obliczany wg wzoru:

$$K_e = \frac{m^3 + n^3}{3(m + n)} \quad (8.2.18.2-2)$$

Określenia pozostałych symboli – patrz 8.2.18.1.

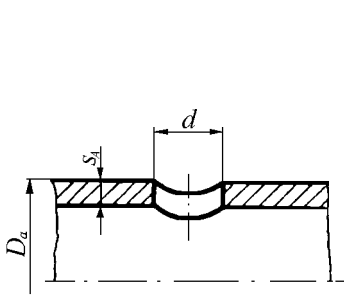
**8.2.18.3** Wewnętrzny promień zaokrąglenia naroży komór prostokątnych powinien być nie mniejszy niż 0,33 grubości ściany, lecz nie mniejszy niż 8 mm. Grubość ściany komory z rozwalcowanymi rurami powinna wynosić co najmniej 14 mm. Szerokość mostków między otworami powinna być nie mniejsza niż 0,25 podziałki otworów. Grubość ściany w obrębie zaokrąglenia naroży powinna być nie mniejsza niż grubość obliczona wg wzorów 8.2.18.1-1 i 8.2.18.2-1.

### 8.2.19 Otwory w ścianach cylindrycznych, kulistych i stożkowych oraz w dnach wypukłych

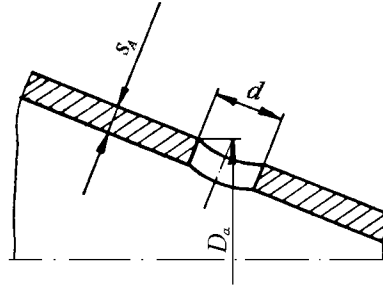
**8.2.19.1** Rejony otworów powinny być wzmocnione. Dopuszcza się następujące sposoby wzmocnienia:

- .1 zwiększenie grubości ściany w stosunku do grubości obliczeniowej (rys. 8.2.19.1-1 i 8.2.19.1-2);
- .2 zastosowanie okrągłych nakładek, połączonych ze wzmocnianą ścianą za pomocą spawania (rys. 8.2.19.1-3 i 8.2.19.1-4);
- .3 zastosowanie przyspawanych elementów rurowych: króćców, tulei itp. (rys. 8.2.19.1-5 do 8.2.19.1-7).

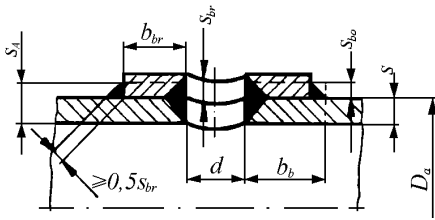
Spawanie wzmocnień otworów pokazane na rys. 8.2.19.1-5 do 8.2.19.1-7 zaleca się wykonywać przy zastosowaniu usuwanej podkładki lub innych sposobów zapewniających uzyskanie odpowiedniego przetopu w złączu spawanym.



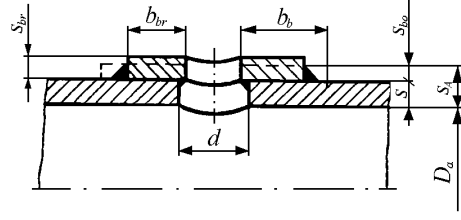
Rys. 8.2.19.1-1



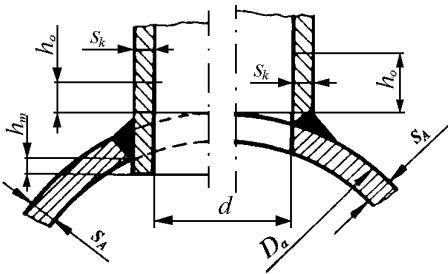
Rys. 8.2.19.1-2



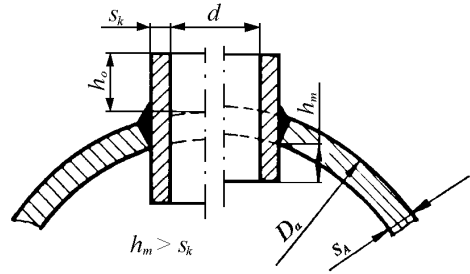
Rys. 8.2.19.1-3



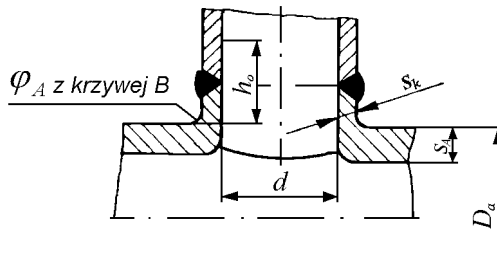
Rys. 8.2.19.1-4



Rys. 8.2.19.1-5



Rys. 8.2.19.1-6



Rys. 8.2.19.1-7

**8.2.19.2** Grubości ścian, w których przewidziano otwory, powinny spełniać wymagania podrozdziałów: 8.2.8 i 8.2.9 – dla ścian cylindrycznych, 8.2.10 – dla ścian stożkowych i 8.2.16 – dla den wypukłych.

**8.2.19.3** Materiały wzmacnianej ściany i wzmocnień powinny w miarę możliwości mieć jednakowe własności wytrzymałościowe. Jeżeli wytrzymałość elementów wzmacniających jest niższa od wytrzymałości wzmacnianej ściany, to powierzchnia przekroju elementów wzmacniających powinna być odpowiednio zwiększona.

Należy zapewnić właściwe połączenie wzmocnień ze wzmacnianą ścianą.

**8.2.19.4** 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.

**8.2.19.5** Rozmiar otworów nie powinien przekraczać 500 mm. Zastosowanie otworów o rozmiarach większych niż 500 mm i sposób wzmocnienia konstrukcji w ich rejonie podlega odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

**8.2.19.6** Grubość ścian elementów rurowych (króćców, tulei) przyspawanych do ścian kotłów, zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła powinna być nie mniejsza niż 5 mm. Stosowanie takich elementów ze ścianami cieńszymi niż 5 mm podlega odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

**8.2.19.7** Wzmocnienie rejonu otworu może być osiągnięte przez zwiększenie grubości ściany ponad grubość obliczeniową. W takim przypadku zwiększona grubość ściany,  $s_A$ , powinna być nie mniejsza niż grubość wynikająca ze wzorów:

dla ścian cylindrycznych

$$s_A = \frac{pD_a}{2\sigma\varphi_A + p} + c \quad (8.2.19.7-1)$$

dla ścian kulistych

$$s_A = \frac{pD_a}{4\sigma\varphi_A + p} + c \quad (8.2.19.7-2)$$

dla ścian stożkowych

$$s_A = \frac{pD_a}{(2\sigma\varphi_A - p)\cos\alpha} + c \quad (8.2.19.7-3)$$

$s_A$  – wymagana grubość ściany niewzmocnionej usztywnieniami, [mm];

$\varphi_A$  – współczynnik wytrzymałości wzmacnianej ściany osłabionej otworem, okre-

ślany w zależności od wielkości bezwymiarowego parametru  $\frac{d}{\sqrt{D_a(s_A - c)}}$

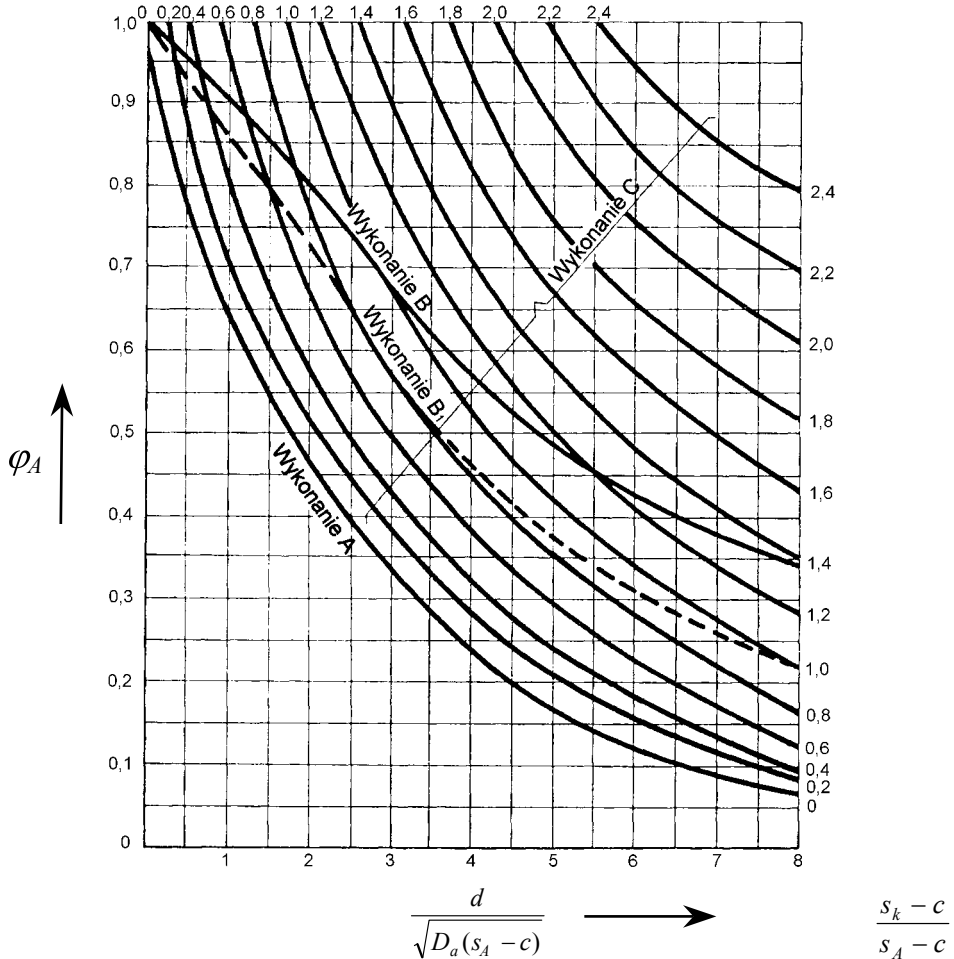
z krzywej wykonania  $A$  (wykres 8.2.19.7); należy przy tym dla określenia tego parametru przyjmować wielkość  $s_A$  obliczoną wg wzorów 8.2.19.7-1 do 8.2.19.7-3;



$d$  – średnica otworu (wewnętrzna średnica króćca, tulei) lub wymiar w kierunku wzdłużnym osi otworu owalnego lub eliptycznego, [mm].

Określenia pozostałych symboli – patrz 8.2.8.2 i 8.2.10.1.

$$\frac{s_k - c}{s_A - c}$$



Wykres 8.2.19.7

**8.2.19.8** W przypadku wzmacniania rejonu otworów w ścianach cylindrycznych, kulistych i stożkowych okrągłymi nakładkami, wymiary ich należy określać wg wzorów:

$$b_b = \sqrt{D_a (s_A - c)} \quad (8.2.19.8-1)$$

$$s_{bo} \geq s_A - s_r \quad (8.2.19.8-2)$$

$b_b$  – największa efektywna szerokość nakładki (rys. 8.2.19.1-3 i 8.2.19.1-4), [mm];

- $s_{bo}$  – wysokość (grubość) nakładki (rys. 8.2.19.1-3 i 8.2.19.1-4), [mm];  
 $s_A$  – łączna grubość wzmacnianej ściany i nakładki, określana zgodnie z 8.2.19.7, [mm];  
 $s_r$  – rzeczywista grubość wzmacnianej ściany, [mm].

Określenia pozostałych symboli – patrz 8.2.19.7.

W przypadku zastosowania nakładki o rzeczywistej szerokości mniejszej od wynikającej ze wzoru 8.2.19.8-1, grubość nakładki powinna być odpowiednio zwiększona zgodnie ze wzorem:

$$s_{br} \geq s_{bo} \frac{1 + \frac{b_b}{b_{br}}}{2} \quad (8.2.19.8-3)$$

- $s_{br}$  – rzeczywista wysokość (grubość) nakładki, [mm];  
 $b_{br}$  – rzeczywista szerokość nakładki, [mm].

Wysokość spoiny mocującej nakładkę na ścianie powinna być nie mniejsza niż  $0,5 s_{br}$  (rys. 8.2.19.1-3).

**8.2.19.9** 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,  $\varphi_A$ , z krzywej wykonania  $C$  na wykresie 8.2.19.7. Zamiast wielkości  $\varphi_A$  i  $s_A$  na wykresie 8.2.19.7 należy przyjąć wielkości  $\varphi_r$  i  $s_r$ , które w tym przypadku oznaczają:

- $s_r$  – rzeczywista grubość ściany, [mm];  
 $\varphi_r$  – rzeczywisty współczynnik wytrzymałości ściany o grubości  $s_r$ , określany przy pomocy wzorów 8.2.8.2-1, 8.2.8.2-2, 8.2.8.3-1, 8.2.8.3-2 i 8.2.10.1.2 przez ich przekształcenie dla obliczenia wielkości  $\varphi$ .

Przy pomocy odczytanego z wykresu 8.2.19.7 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:

$$h_0 = \sqrt{d(s_k - c)} \quad (8.2.19.9.2-1)$$

W przypadku zastosowania wzmocnienia rurowego o rzeczywistej wysokości  $h_r$  mniejszej od wynikającej z 8.2.19.9.2-1, grubość  $s_k$  powinna być odpowiednio zwiększona zgodnie ze wzorem:

$$s_{kr} = s_k \frac{h_0}{h_r} \quad (8.2.19.9.2-2)$$

**8.2.19.10** Wymiary wzmocnień rejonów otworów w dnach wypukłych powinny być określone w następujący sposób:

- .1 W przypadku wzmocnienia przez zwiększenie grubości ściany należy we wzorze 8.2.16.1 zamiast współczynnika  $y$  przyjąć współczynnik  $y_A$ , określony wg tabeli 8.2.16.1.
- .2 W przypadku zastosowania okrągłych nakładek wymiary tych nakładek powinny być określane zgodnie z 8.2.19.8 przy czym łączną grubość wzmacnianej ściany  $s_A$  należy określać wg wzoru:

$$s_A = \frac{p(R_W + s)y_0}{2\sigma\varphi_A} + c \quad (8.2.19.10.2)$$

$R_W$  – promień krzywizny wewnętrznej dna w rejonie otworu, [mm];

$y_0$  – współczynnik kształtu, określany z tabeli 8.2.16.1.

Pozostałe symbole – patrz 8.2.16.1 i 8.2.19.7.

- .3 W przypadku otworów ze wzmocnieniami rurowymi wymiary tych wzmocnień należy określać zgodnie z 8.2.19.9, z tym że w bezwymiarowym parametrze:

$$\frac{d}{\sqrt{D_a(s-c)}}$$

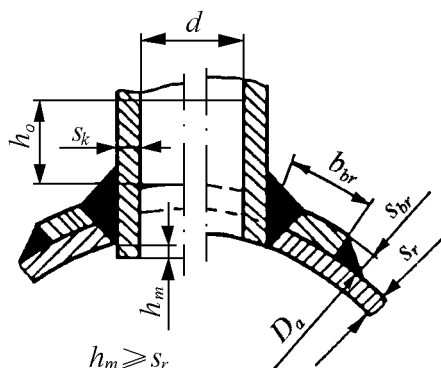
zamiast  $D_a$  należy podstawić wartość  $2(0,5D_a + s)$ , a rzeczywisty współczynnik wytrzymałości  $\varphi$  ściany dna o grubości  $s$  należy obliczać wg wzoru 8.2.16.1 dla  $\varphi$ , przyjmując  $\varphi = \varphi_A$ ,  $y = y_0$  i  $s = s_A$  (patrz 8.2.16.1).

**8.2.19.11** Dla przelotowych wzmocnień rurowych, których wewnętrzna wystająca część  $h_m \geq s_r$  (rys. 8.2.19.1-5 i 8.2.19.1-6), grubość ściany elementu rurowego może być zmniejszona o 20%, lecz nie może być mniejsza od grubości wymaganej dla ciśnienia obliczeniowego.

**8.2.19.12** Stosunek grubości ściany rurowego elementu wzmacniającego  $s_k$  do grubości ściany wzmacnianej  $s$  nie powinien być większy niż 2,4. Jeżeli ze względów konstrukcyjnych stosunek ten będzie większy od 2,4, to należy przyjąć w obliczeniach grubość elementu rurowego  $s_k$  nie większą niż 2,4 grubości ściany wzmacnianej.

**8.2.19.13** Okrągłe nakładki i rurowe elementy wzmacniające mogą być także stosowane razem jako wzmocnienia (rys. 8.2.19.13). W takim przypadku wymiary elementów wzmacniających powinny być określone z równoczesnym uwzględnieniem

wymagań odnoszących się do wzmocnień nakładkami i wzmocnień elementami rurowymi.



Rys. 8.2.19.13

**8.2.19.14** Dla króćców wytłaczanych ze ściany wzmocnianej (rys. 8.2.19.1-7) grubość ściany  $s_A$  powinna być nie mniejsza niż grubość określona wg wzorów 8.2.19.7-1 do 8.2.19.10.2.

Występujący w tych wzorach  $\varphi_A$  – współczynnik wytrzymałości ściany osłabionej króćcem wytłaczanym – należy określać na podstawie wykresu 18.2.19.7 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 powinna być nie mniejsza niż grubość określona wg wzoru:

$$s_k \geq s_A \frac{d}{D_a}, \quad [\text{mm}] \quad (8.2.19.14)$$

i nie mniejsza niż grubość ściany wymagana dla ciśnienia obliczeniowego.

**8.2.19.15** Wpływu otworów sąsiednich można nie uwzględniać, jeżeli spełniony będzie warunek:

$$(l + s_{kr1} + s_{kr2}) \geq 2\sqrt{D_a(s_r - c)} \quad (8.2.19.15-1)$$

$(l + s_{kr1} + s_{kr2})$  – odległość między dwoma otworami sąsiednimi (rys. 8.2.19.15-1 i 8.2.19.15-2), [mm];

$D_a$  – średnica zewnętrzna wzmocnianej ściany, [mm];

$s_r$  – rzeczywista grubość wzmocnianej ściany, [mm];

$c$  – naddatek do grubości obliczeniowej (patrz 8.2.7), [mm].

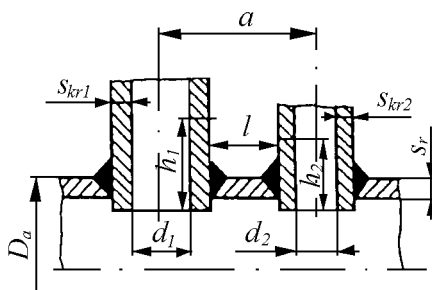
Jeżeli odległość  $(l + s_{kr1} + s_{kr2}) < \sqrt{D_a(s_r - c)}$ , to należy sprawdzić wielkość naprężenia powstającego na skutek działania ciśnienia obliczeniowego w przekroju ściany między otworami. Wzdłużne i poprzeczne naprężenia w tym przekroju nie powinny być większe od wielkości określonej z zależności:

$$\frac{F}{f_c} \leq \sigma \quad (8.2.19.15-2)$$

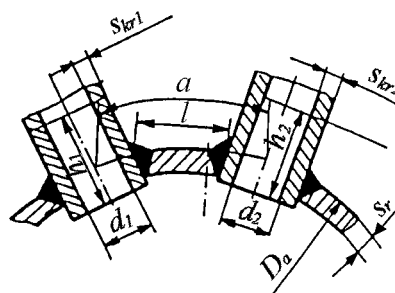
$\sigma$  – naprężenie dopuszczalne (patrz 8.2.4.5), [MPa];

$F$  – siła spowodowana ciśnieniem obliczeniowym, działająca na powierzchnię przekroju między otworami (patrz 8.2.19.16), [N];

$f_c$  – pole przekroju między otworami (patrz 8.2.19.17), [mm<sup>2</sup>].



Rys. 8.2.19.15-1



Rys. 8.2.19.15-2

**8.2.19.16** Siłę spowodowaną ciśnieniem obliczeniowym, działającą na powierzchnię przekroju między dwoma otworami, należy określać stosując wzory:

.1 dla otworów rozmieszczonych wzdłuż ścian cylindrycznych:

$$F_a = \frac{Dpa}{2}, \quad [\text{N}] \quad (8.2.19.16.1)$$

.2 dla otworów rozmieszczonych na okręgu ścian cylindrycznych lub stożkowych oraz w ścianach kulistych:

$$F_b = \frac{Dpa}{4}, \quad [\text{N}] \quad (8.2.19.16.2)$$

.3 dla otworów w dnach wypukłych:

$$F_b = \frac{R_B p a y}{2}, \quad [\text{N}] \quad (8.2.19.16.3-1)$$

$a$  – odległość między dwoma sąsiednimi otworami na okręgu (podziałka), mierzona po zewnętrznej stronie, jak pokazano na rys. 8.2.19.15-2, [mm];

$D$  – średnica wewnętrzna (dla ścian stożkowych mierzona w środku otworu), [mm];

$p$  – ciśnienie obliczeniowe, [MPa];

$R_B$  – wewnętrzny promień krzywizny (patrz 8.2.19.10), [mm];

$y$  – współczynnik kształtu (patrz 8.2.16.1).

Przy rozmieszczeniu otworów w ścianie cylindrycznej w rzędach skośnych działającą siłę  $F$  należy obliczać wg odpowiedniego wzoru, a otrzymany wynik mnożyć przez współczynnik:

$$K = 1 + \cos^2 \alpha \quad (8.2.19.16.3-2)$$

$\alpha$  – kąt nachylenia rzędu otworów do kierunku wzdłużnego, w stopniach.

**8.2.19.17** Powierzchnię przekroju ściany między dwoma sąsiednimi otworami,  $f_c$  dla wzmocnień elementami rurowymi należy określać wg wzoru:

$$f_c = l(s - c) + 0,5[h_1(s_{kr1} - c) + h_2(s_{kr2} - c)], \quad [\text{mm}^2] \quad (8.2.19.17-1)$$

$h_1$  i  $h_2$  – wysokość wzmocnień, [mm], obliczona wg wzorów:

dla wzmocnień nieprzelotowych

$$h_{1,2} = h_0 + s \quad (8.2.19.17-2)$$

dla wzmocnień przelotowych

$$h_{1,2} = h_0 + s + h_m \quad (8.2.19.17-3)$$

$l$  – szerokość mostka między dwoma sąsiednimi otworami (rys. 8.2.19.15-1 i 8.2.19.15-2), [mm];

$s$  – grubość wzmocnianej ściany, [mm];

$s_{kr1}$  i  $s_{kr2}$  – grubość ścianek rurowych elementów wzmocniających (rys. 8.2.19.15-1 i 8.2.19.15-2), [mm];

$c$  – naddatek do grubości obliczeniowej (patrz 8.2.7);

$h_0$  – wysokość obliczeniowa wzmocnienia rurowego (wzór 8.2.19.9.2-1), [mm];

$h_m$  – wysokość wzmocnienia rurowego wystająca do wnętrza (patrz rys. 8.2.19.1-5, 8.2.19.1-6 i 8.2.19.13), [mm].

Dla otworów wzmocnianych odmiennie (wzmocnienia kombinowane, wzmocnienia nakładkami itp.)  $f_c$  należy obliczać w taki sam sposób.

**8.2.19.18** Dla króćców wytłaczanych rozmieszczonych w jednym rzędzie należy sprawdzić, czy współczynnik wytrzymałości  $\varphi$  ścian osłabionych otworami, obliczony dla danego rzędu wg wzoru 8.2.6.2.1, nie jest mniejszy od współczynnika wytrzymałości  $\varphi_A$ , określonego z krzywych wykonania  $B$  i  $B_1$  na wykresie 8.2.19.7. W przypadku  $\varphi < \varphi_A$  dla określenia grubości ściany zgodnie z 8.2.19.14 należy przyjąć wartość współczynnika  $\varphi$ .

Wymaganie to odnosi się również do króćców przyspawanych rozmieszczonych w jednym rzędzie, których grubość ścian określona jest tylko dla ciśnienia działającego od wewnątrz.

## 8.2.20 Ściąg

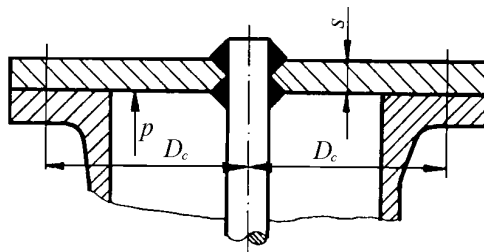
**8.2.20.1** Pole przekroju poprzecznego długich i krótkich ściągów, kątowników i rur ściągowych poddanych rozciąganiu lub ścisnieniu nie powinno być mniejsze od pola określonego wg wzoru:

$$f = \frac{pf_s}{\sigma \cos \alpha} \quad (8.2.20.1)$$

- $f$  – pole przekroju poprzecznego jednego ściągu, [mm<sup>2</sup>];  
 $p$  – ciśnienie obliczeniowe (patrz 8.2.2), [MPa];  
 $\sigma$  – naprężenie dopuszczalne (patrz 8.2.4.5), [MPa];  
 $\alpha$  – kąt pomiędzy węzłówką i wzmacnianą ścianą, [°], (rys. 8.2.12.1-3);  
 $f_s$  – największy wycinek powierzchni wzmacnianej ściany przypadający na jeden ściąg, [mm<sup>2</sup>]. Wycinek ten jest ograniczony prostymi poprowadzonymi pod kątem prostym przez środki odcinków łączących oś rozpatrywanego ściągu z sąsiednimi punktami wzmocnionymi (ściągami). Pole powierzchni przekroju ściągów i rur znajdujących się w obrębie tego wycinka może być obliczone na podstawie pola powierzchni przypadającego na jeden ściąg.

**8.2.20.2** W celu określenia dopuszczalnych naprężeń zginających dla ściągów poddawanych zginaniu należy przyjmować współczynnik bezpieczeństwa nie mniejszy niż 2,25.

**8.2.20.3** Przy stosowaniu den z pojedynczym ściągami wzmacniającym (rys. 8.2.20.3) ściąg ten należy obliczyć w taki sposób, aby mógł on przyjąć co najmniej 0,5 obciążenia, jakiemu poddane jest dane dno. Grubość ściany takiego dna powinna odpowiadać wymaganiom punktu 8.2.12.1.



Rys. 8.2.20.3

**8.2.20.4** Grubości ścian płomieniówek zwykłych i ściągowych nie powinny być mniejsze od podanych w tabeli 8.2.20.4.

Grubość ścian płomieniówek ściągowych o średnicy większej od 70 mm powinna wynosić co najmniej:

6 mm – dla płomieniówek zewnętrznych,

5 mm – dla płomieniówek wewnątrz pęku rur.

**Tabela 8.2.20.4**

Zewnętrzna średnica rur, [mm]	Grubość ściany rury, [mm]			
	3,0	3,5	4,0	4,5
	Najwyższe ciśnienie robocze, [MPa]			
50	1,10	1,85	–	–
57	1,00	1,65	–	–
63,5	0,90	1,50	2,10	–
70	0,80	1,35	1,90	–
76	0,75	1,25	1,75	2,25
83	–	1,15	1,60	2,10
89	–	1,05	1,50	1,90

**8.2.20.5** Pole przekroju spoiny łączącej przyspawane ściągi powinno spełniać zależność:

$$\frac{\pi d_a e}{f} \geq 1,25 \quad (8.2.20.5)$$

$d_a$  – średnica ściągu, a dla rur – średnica zewnętrzna, [mm];

$e$  – grubość spoiny (rys. lp. 5.1 do 5.3 z Załącznika 1), [mm];

$f$  – pole poprzecznego przekroju ściągu (patrz 8.2.20.1), [mm<sup>2</sup>].

**8.2.20.6** Dla rur rozwalczonych długość rozwalcowania w ścianie sitowej powinna być nie mniejsza niż 12 mm. Przy rozwalczonych połączeniach dla ciśnień roboczych przekraczających 1,6 MPa należy przewidzieć rowki uszczelniające.

**8.2.20.7** Należy sprawdzić połączenia rozwalcowane rur w ścianie sitowej na działanie siły poosiowej. Połączenie to uważa się za wystarczające, jeżeli wartość określona wg wzoru:

$$\frac{pf_s}{20sl} \quad (8.2.20.7)$$

wynosi nie więcej niż:

15 – dla połączeń gładkich,

30 – dla połączeń z rowkami uszczelniającymi,

40 – dla połączeń z wywiniętą krawędzią;

$s$  – grubość ścianki rury, [mm];

$l$  – długość rozwalcowania, [mm].

Pozostałe symbole – patrz 8.2.20.1.

We wszystkich przypadkach należy przyjmować długość rozwalcowania  $l$  nie większą niż 40 mm.

**8.2.20.8** Długość rozwalcowania rur gładkich powinna być nie mniejsza niż długość określona wg wzoru:

$$l = \frac{pf_s K_r}{q}, \quad [\text{mm}] \quad (8.2.20.8-1)$$



gdzie:

$K_r = 5,0$  – współczynnik bezpieczeństwa złącza rozwalcowanego;

$p, f_s$  – patrz 8.2.20.1.

$q$  – wytrzymałość połączenia rury na 1 mm długości rozwalcowania, [N/mm], określona doświadczalnie z zależności:

$$q = \frac{F}{l_1}, \quad [\text{N/mm}] \quad (8.2.20.8-2)$$

gdzie:

$F$  – siła poosiowa niezbędna do wyciągnięcia zawalcowanej rury ze ściany sitowej, [N];

$l_1$  – długość rozwalcowania rury użytej do doświadczalnego określenia wartości  $q$ .

### 8.2.21 Belki stropowe

Wskaźnik wytrzymałości na zginanie belek stropowych o przekroju prostokątnym powinien być nie mniejszy niż wskaźnik określony wg wzoru:

$$W = \frac{1000M}{1,3\sigma Z} \quad (8.2.21-1)$$

$W$  – wskaźnik wytrzymałości na zginanie przekroju jednej belki, [mm<sup>3</sup>];

$\sigma$  – naprężenie dopuszczalne (patrz 8.2.4.5), [MPa];

$Z$  – współczynnik sztywności wzmacnianej ściany dla konstrukcji przedstawionej na rys. 8.2.21,  $Z = 1,33$ ;

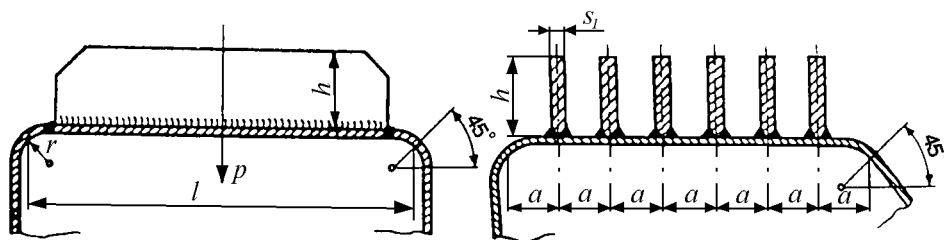
$M$  – moment zginający jednej belki stropowej, [Nm], dla przekroju prostokątnego określany wg wzoru:

$$M = \frac{pal^2}{8000} \quad (8.2.21-2)$$

$l$  – długość obliczeniowa belki, [mm], (rys. 8.2.21);

$p$  – ciśnienie obliczeniowe, [MPa];

$a$  – odległość pomiędzy osiami sąsiednich belek, [mm];



Rys. 8.2.21

$s_1$  – szerokość belki, [mm], (rys. 8.2.21);

$h$  – wysokość belki stropowej, która nie powinna być większa niż  $8s_1$ , [mm], (rys. 8.2.21).

### 8.3 Nadzór, próby i świadectwa

**8.3.1** Następujące ważne części kotłów, przegrzewaczy pary, podgrzewaczy wody kotłowej oraz wytwornic pary ogrzewanych wodą podlegają w czasie produkcji nadzorowi pod względem ich zgodności z zatwierdzoną dokumentacją:

- segmenty pierścieniowe, dna, ściany sitowe, walczaki, kolektory i komory<sup>M)</sup>,
- rury ogrzewane i nieogrzewane<sup>M)</sup>,
- płomienice i elementy komór ogniowych<sup>M)</sup>,
- ściągi długie i krótkie, belki<sup>M)</sup>,
- kadłuby armatury na ciśnienie robocze 0,7 MPa lub wyższe<sup>M)</sup>.

**8.3.2** Następujące ważne części zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła podlegają w czasie produkcji nadzorowi pod względem ich zgodności z zatwierdzoną dokumentacją:

- kadłuby, rozdzielacze, dennice, kolektory, pokrywy<sup>M)</sup>,
- ściany sitowe<sup>M)</sup>,
- rury<sup>M)</sup>,
- ściągi długie i krótkie, części zamocowań<sup>M)</sup>,
- kadłuby armatury na ciśnienie robocze 0,7 MPa lub wyższe i o średnicy 50 mm lub większej<sup>M)</sup>.

**Uwagi i objaśnienia indeksowe:**

- <sup>M)</sup> – materiał elementów kotłów, zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła klasy I i II (patrz 8.1) z odbiorem PRS.
-

## 9 KOTŁY

### 9.1 Konstrukcja kotła

**9.1.1** Konstrukcja kotłów powinna zapewniać niezawodność ich działania w warunkach określonych w podrozdziale 1.16 z *Części VI – Urządzenia maszynowe i urządzenia chłodnicze*.

**9.1.2** Grubość ścian rur, zmniejszona podczas gięcia, nie powinna być mniejsza od grubości obliczeniowej.

**9.1.3** Należy unikać stosowania ściągow długoich i krótkich oraz rur ściagowych w miejscach, gdzie będą narażone na obciążenia zginające i ścinające. Ściąg, ścianki wytrzymałościowe, wzmocnienia itp. nie powinny mieć niepłynnych zmian przekrojów poprzecznych.

Na końcach ściągow krótkich należy wykonywać otwory kontrolne – patrz rys. lp. 5.3 z Załącznika 1.

**9.1.4** Odstęp między osiami ściągow krótkich, wzmacniających ściany narażone na działanie płomieni i gazów o wysokiej temperaturze, nie powinien przekraczać 200 mm.

**9.1.5** W kotłach płomieniówkowych węzłówki powinny znajdować się w odległości co najmniej 200 mm od płomienic. Wzmocnienia płaskich ścian za pomocą przyspawanych belek należy wykonywać w taki sposób, aby w miarę możliwości obciążenie przenosiło się bezpośrednio na kadłub kotła lub na jego najbardziej sztywne elementy.

**9.1.6** Króćce instalowane na kotle 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.

**9.1.7** Kołnierze przeznaczone do mocowania armatury i rurociągów oraz króćce i tuleje przechodzące na wylot przez ściany kotła należy spawać do ścian kotła, przy czym zaleca się spawanie obustronne. Króćce można spawać jednostronnie przy zastosowaniu podkładki lub w inny sposób zapewniający przetop na całej grubości ściany kotła.

**9.1.8** Walczaki i kolektory o grubości ścian powyżej 20 mm oraz kolektory przegrzewaczy pary powinny być chronione przed bezpośrednim promieniowaniem cieplnym, jeżeli nie są spełnione warunki określone w 8.2.3.4.

Zaleca się, aby kanały spalinowe pionowych kotłów płomieniówkowych, przechodzące przez przestrzeń parową, były chronione przed bezpośrednim działaniem gazów o wysokiej temperaturze.

**9.1.9** W przypadku stosowania niemetalowych uszczelki pokryw włazów i innych otworów konstrukcja pokryw powinna uniemożliwić wyciskanie uszczelki.

**9.1.10** Należy zastosować środki konstrukcyjne eliminujące możliwość parowania wody zasilającej w obrębie podgrzewacza.

**9.1.11** Na widocznym miejscu na kadłubie kotła powinna być umocowana firmowa tabliczka z jego danymi znamionowymi.

**9.1.12** Elementy mocujące na kotłach, z wyjątkiem elementów nieobciążonych, nie powinny być spawane bezpośrednio do ścian kotłów, lecz należy je mocować do przyspawanych nakładek.

**9.1.13** Rury rozwalcowane w kolektorach i ścianach sitowych powinny być bez szwu.

**9.1.14** Kotły z rurami ożebrowanymi powinny być dostępne do oględzin od strony ogniowej i należy wyposażyć je w skutecznie działające zdmuchiwalce sadzy.

## **9.2 Osprzęt kotła – wymagania ogólne**

**9.2.1** Całą armaturę kotłową należy instalować na przyspawanych specjalnych króćcach lub nakładkach i mocować do nich, w zasadzie, złączami kołnierзовymi. Gwinty śrub dwustronnych powinny wchodzić w naspawaną nakładkę na długość nie mniejszą niż średnica zewnętrzna gwintu. Armatura o średnicy przelotu do 15 mm może mieć złącza gwintowane.

Konstrukcja przyspawanych nakładek i króćców powinna odpowiadać wymaganiom podrozdziału 8.2.19.

**9.2.2** Pokrywy zaworów powinny być przymocowane do kadłubów za pomocą śrub. Złącza śrubunkowe zaworów mogą być stosowane do średnicy przelotu 32 mm, pod warunkiem niezawodnego zabezpieczenia ich przed samoodkręceniem.

**9.2.3** Zawory i kurki powinny mieć wskaźniki położenia „otwarty – zamknięty”. Stosowanie takich wskaźników nie jest wymagane, jeżeli konstrukcja armatury umożliwia stwierdzenie, czy armatura jest otwarta, czy zamknięta.

Zawory powinny mieć taką konstrukcję, aby zamykały się przez obrót pokręteł zgodny z ruchem wskazówek zegara.

## **9.3 Zawory zasilające**

**9.3.1** Każdy ważny kocioł pomocniczy (patrz podrozdział 1.2 z Części VI – *Urządzenia maszynowe i urządzenia chłodnicze*) powinien mieć co najmniej dwa zawory zasilające. Inne kotły pomocnicze oraz kotły na gazy odlotowe mogą mieć po jednym zaworze zasilającym.

**9.3.2** Zawory zasilające powinny być typu zwrotnego. Między zaworem zasilającym i kotłem należy umieścić zawór zaporowy. Zawory zwrotny i zaporowy mogą znajdować się w jednym kadłubie. Zawór zaporowy należy umieścić bezpośrednio na kotle.

**9.3.3** Wymagania dotyczące instalacji wody zasilającej zawarte są w rozdziale 18 z *Części VI – Urządzenia maszynowe i urządzenia chłodnicze*.

## **9.4 Wodowskazy**

**9.4.1** Na każdym kotle, w którym istnieje swobodna powierzchnia wody (powierzchnia odparowywania) należy zastosować co najmniej dwa niezależne od siebie wodowskazy ze szklami refleksyjnymi (patrz 9.4.3).

Po uzgodnieniu z PRS jeden z nich może być zastąpiony:

- odpowiednim urządzeniem zabezpieczenia i sygnalizacji dolnego i górnego poziomu wody (przy czym wskazania czujników zabezpieczenia i sygnalizacji powinny być niezależne), lub
- obniżonym, zdalnym, niezależnym wodowskazem uznanego typu.

Kotły o wydajności wynoszącej mniej niż 750 kg/h, a także wszelkie ogrzewane parą wytwornice pary i kotły na gazy odlotowe z wolną powierzchnią wody oraz zbiorniki pary (oddzielacze pary) mogą być wyposażone w pojedyncze wodowskazy ze szkłem refleksyjnym.

**9.4.2** Dla kotłów z wymuszoną cyrkulacją należy zamiast wodowskazów zastosować dwa niezależne urządzenia sygnalizujące niedostateczny obieg wody. Instalacja drugiego urządzenia sygnalizującego nie jest wymagana, w przypadku gdy na kotle zamontowane są układy kontrolne w zakresie wymienionym w 4.2 i 4.3 tabeli 21.3.1-1 z *Części VIII – Instalacje elektryczne i systemy sterowania*. Powyższe nie dotyczy kotłów na gazy odlotowe.

**9.4.3** Szklą wodowskazów powinny być płaskie i refleksyjne. Dla kotłów o ciśnieniu roboczym od 3,2 MPa wzwyż zamiast szkieł należy stosować zestawy płytek z miki lub gładkie szkła z przekładką z miki, chroniące szkło przed wpływem wody i pary, lub inne materiały odporne na działanie wody kotłowej.

**9.4.4** Wodowskazy należy montować pionowo z przodu kotła, możliwie blisko płaszczka kotła oraz w możliwie małej i równej odległości od pionowej płaszczyzny symetrii walczaka.

**9.4.5** Wodowskazy należy wyposażyć po stronie pary i wody w armaturę zaporową. Armaturę tę należy wyposażyć w urządzenia do bezpiecznego odłączania wodowskazu w przypadku pęknięcia szkła wodowskazowego.

**9.4.6** Powinna istnieć możliwość oddzielnego przedmuchiwania części wodnej i parowej wodowskazów. Zawory do przedmuchiwania powinny mieć średnicę przelotu nie mniejszą niż 8 mm. Konstrukcja głowic wodowskazów powinna być

taka, aby materiał uszczelniający nie mógł się dostać do wodowskazu pod wpływem ciśnienia panującego w kotle i aby wymiana szkieł mogła być dokonywana podczas pracy kotła.

**9.4.7** Wodowskazy należy instalować w taki sposób, aby dolna krawędź wycięcia w ramce wodowskazu znajdowała się co najmniej 50 mm poniżej najniższego poziomu wody w kotle, przy czym środek wycięcia w ramce wodowskazu (środek części przeziernikowej) powinien znajdować się powyżej najniższego poziomu wody w kotle.

**9.4.8** Wodowskazy powinny być połączone z kotłem przy pomocy króćców przeznaczonych tylko do tego celu. Wewnątrz kotła nie należy instalować żadnych rur prowadzących do króćców wodowskazów. Króćce te powinny być chronione przed wpływem gorących gazów i promieniowania cieplnego oraz przed intensywnym chłodzeniem.

Jeżeli szkła umieszczone są na drażonych kadłubach, to przestrzeń wewnętrzna takiego wodowskazu powinna być rozdzielona przegródkami.

Na wodowskazach i ich króćcach nie należy umieszczać odgałęzień do innych celów.

**9.4.9** Króćce służące do połączenia wodowskazów z kotłem powinny mieć średnicę wewnętrzną nie mniejszą niż:

20 mm – w przypadku króćców wygiętych przy kotłach pomocniczych,

15 mm – w przypadku króćców prostych przy kotłach pomocniczych.

**9.4.10** Konstrukcja, wymiary, liczba, usytuowanie i oświetlenie wodowskazów powinny być takie, aby zapewniona była dobra widoczność i bezbłędna kontrola poziomu wody w kotle. W przypadku niedostatecznej widoczności poziomu wody w wodowskazach, niezależnie od wysokości ich usytuowania, oraz w przypadku zdalnego sterowania urządzeniami kotłami należy na stanowiskach sterowania zainstalować niezawodnie działające wodowskazy odległościowe (obniżone) lub urządzenia wodowskazowe innego typu, uznane przez PRS. Wymaganie to nie dotyczy kotłów utylizacyjnych i ich zbiorników pary.

**9.4.11** Błąd wskazań odległościowych wodowskazów kotła nie powinien być większy niż  $\pm 20$  mm w stosunku do wskazań wodowskazów zainstalowanych bezpośrednio na kotle, a różnica równoczesnych wskazań między nimi przy największej możliwej szybkości zmian poziomu nie powinna przekraczać 10% odległości między dolnym i górnym poziomem.

## **9.5 Wskaźniki najniższego poziomu wody i najwyższego punktu powierzchni ogrzewalnej**

**9.5.1** Na każdym kotle, w którym istnieje wolna powierzchnia wody (powierzchnia odparowania), najniższy poziom wody w kotle powinien być oznaczony kreską na ramce lub kadłubie wodowskazu. Oprócz tego najniższy poziom wody należy

oznaczyć na specjalnej tabliczce kreską poziomą i napisem „najniższy poziom wody”. Tabliczkę należy przymocować do kadłuba kotła w pobliżu wodowskazów.

Kreska oznaczająca najniższy poziom wody oraz tabliczka nie powinny być zakrywane izolacją.

**9.5.2** Najniższy poziom wody w kotle powinien w każdym przypadku znajdować się co najmniej 150 mm ponad najwyższym punktem powierzchni ogrzewalnej. Odległość ta powinna utrzymywać się również przy przechyle okrętu do 5° na każdą burtę i przy wszelkich możliwych, w normalnych warunkach eksploatacji, przegłębieniach okrętu.

W przypadku kotłów o wydajności wynoszącej mniej niż 750 kg/h, podana wyżej najmniejsza odległość od najniższego poziomu wody do najwyższego punktu powierzchni ogrzewalnej może być zmniejszona do 125 mm.

**9.5.3** Jako najwyższy punkt powierzchni ogrzewalnej kotłów opłomkowych należy przyjmować górną krawędź najwyżej umieszczonych rur opadowych.

Umieszczenie najwyższego punktu powierzchni ogrzewalnej pionowych kotłów płomieniówkowych, w których płomieniówki i kanały spalinowe przechodzą przez przestrzeń parową, podlega odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

**9.5.4** Na ścianie każdego kotła płomieniówkowego, w pobliżu tabliczki z oznakowaniem najniższego poziomu wody, należy przymocować tabliczkę z oznakowaniem położenia najwyższego punktu powierzchni ogrzewalnej i z napisem „najwyższy punkt powierzchni ogrzewalnej”.

**9.5.5** Wymagania co do położenia najwyższego punktu powierzchni ogrzewalnej i jego wskaźnika nie dotyczą kotłów na gazy odlotowe, kotłów ze sztuczną cyrkulacją, podgrzewaczy wody zasilającej oraz przegrzewaczy pary.

## **9.6 Manometry i termometry**

**9.6.1** Każdy kocioł należy wyposażyć w co najmniej dwa manometry, połączone z przestrzenią parową odrębnymi rurkami z zaworami zaporowymi lub kurkami. Między manometrem a rurką należy zainstalować trójdrożny kurek lub zawór umożliwiający odcięcie manometru od kotła, przedmuchiwanie rurki parą z kotła oraz podłączenie manometru kontrolnego.

**9.6.2** Jeden z manometrów należy umieścić na przedniej ścianie kotła, a drugi na stanowisku sterowania silnikami głównymi.

**9.6.3** Kotły o wydajności obliczeniowej wynoszącej mniej niż 750 kg/h i kotły na gazy odlotowe można wyposażyć tylko w jeden manometr.

**9.6.4** Na podgrzewaczu wody zasilającej należy zainstalować manometr.

**9.6.5** Zakres podziałki manometrów powinien obejmować ciśnienia stosowane przy próbach wodnych.

Ciśnienie odpowiadające ciśnieniu roboczemu pary w kotle należy oznaczyć na podziałce manometru czerwoną kreską.

**9.6.6** Manometry należy umieszczać na kotłach w taki sposób, aby były odpowiednio chronione przed wpływem ciepła pochodzącego z nieizolowanych gorących powierzchni kotła.

**9.6.7** Przegrzewacze pary i podgrzewacze wody zasilającej należy wyposażyć w termometry o odpowiednim zakresie skali.

W przypadku stosowania zdalnej kontroli temperatury należy dodatkowo zainstalować termometry lokalne.

## 9.7 Zawory bezpieczeństwa

**9.7.1** Każdy kocioł należy wyposażyć w co najmniej dwa sprężynowe zawory bezpieczeństwa o jednakowej konstrukcji i średnicy przelotu, umieszczone na walczaku, z reguły na wspólnym króćcu; oprócz tego należy zainstalować jeden zawór bezpieczeństwa na kolektorze wylotowym przegrzewacza pary. Zawór bezpieczeństwa przegrzewacza pary powinien być tak wyregulowany, aby otwierał się wcześniej niż zawory bezpieczeństwa na walczaku.

Kotły o ciśnieniu roboczym pary od 4 MPa wzwyż zaleca się wyposażyć w zawory bezpieczeństwa o działaniu impulsowym.

Kotły o wydajności obliczeniowej wynoszącej mniej niż 750 kg/h i zbiorniki pary (separatory pary) mogą być wyposażone tylko w jeden zawór bezpieczeństwa.

**9.7.2** Łączna powierzchnia przelotu zaworów bezpieczeństwa nie powinna być mniejsza od określonej wg wzorów:

dla pary nasyconej

$$f = K \frac{G}{10,2p_w + 1}, \quad [\text{mm}^2] \quad (9.7.2-1)$$

dla pary przegrzanej

$$f = K \frac{G}{10,2p_w + 1} \sqrt{\frac{v_H}{v_s}}, \quad [\text{mm}^2] \quad (9.7.2-2)$$

$f$  – łączna powierzchnia przelotów zaworów bezpieczeństwa,  $[\text{mm}^2]$ ;

$G$  – obliczeniowa wydajność pary z kotła,  $[\text{kg}/\text{h}]$ ;

$p_w$  – ciśnienie robocze,  $[\text{MPa}]$ ;

$v_H$  – objętość właściwa pary przegrzanej przy odpowiednim ciśnieniu roboczym i odpowiedniej temperaturze,  $[\text{m}^3/\text{kg}]$ ;

$v_s$  – objętość właściwa pary nasyconej przy odpowiednim ciśnieniu roboczym,  $[\text{m}^3/\text{kg}]$ ;

$K$  – współczynnik według tabeli 9.7.2.



**Tabela 9.7.2**

Skok zaworu	Współczynnik $K$
$\frac{d}{20} \leq h < \frac{d}{16}$	22
$\frac{d}{16} \leq h < \frac{d}{12}$	14
$\frac{d}{12} \leq h < \frac{d}{4}$	10,5
$\frac{d}{4} \leq h < \frac{d}{3}$	5,25
$\frac{d}{3} \leq h$	3,3

$d$  – minimalna średnica zaworu, [mm];

$h$  – skok zaworu, [mm].

Średnica zaworu bezpieczeństwa powinna być nie mniejsza niż 32 mm i nie większa niż 100 mm.

Po odrębnym rozpatrzeniu PRS może wyrazić zgodę na zastosowanie zaworów bezpieczeństwa o powierzchni przelotu mniejszej od wynikającej ze wzorów 9.7.2-1 i 9.7.2-2, jeżeli w sposób doświadczalny zostanie wykazane, że przepustowość tych zaworów jest nie mniejsza niż wydajność kotła.

**9.7.3** Powierzchnia przelotu zaworu bezpieczeństwa, zainstalowanego na nieodłączalnym od kotła przegrzewaczu pary, może być wliczona do łącznej powierzchni przelotu zaworów, obliczonej wg wzorów 9.7.2-1 i 9.7.2-2. Powierzchnia ta nie powinna wynosić więcej niż 25% łącznej powierzchni przelotu zaworów bezpieczeństwa.

**9.7.4** Zawory bezpieczeństwa należy tak wyregulować, aby ciśnienie ich działania nie przewyższało ciśnienia obliczeniowego. Zawory bezpieczeństwa ważnych kotłów pomocniczych po ich zadziałaniu powinny całkowicie przerywać wylot pary, zanim ciśnienie w kotle spadnie poniżej 0,85 ciśnienia roboczego.

**9.7.5** Każdy spalinowy podgrzewacz wody zasilającej należy wyposażyć w sprężynowy zawór bezpieczeństwa o średnicy nominalnej co najmniej 15 mm.

**9.7.6** W przypadku umieszczenia zaworów bezpieczeństwa na wspólnym króćcu pole jego przekroju powinno wynosić co najmniej 1,1 łącznej powierzchni przelotu zainstalowanych na nim zaworów.

**9.7.7** Pole przekroju króćca odlotowego każdego zaworu bezpieczeństwa oraz połączonego z nim rurociągu odlotowego powinno być co najmniej dwukrotnie większe od łącznej powierzchni wolnego przelotu zaworów.

**9.7.8** Na kadłubie zaworu bezpieczeństwa lub na rurociągu odlotowym, jeżeli poprowadzony jest on poniżej tego zaworu, należy zainstalować rurkę spustową skroplin, bez armatury zaporowej.

**9.7.9** Zawory bezpieczeństwa powinny być bezpośrednio, bez armatury zaporowej, połączone z przestrzenią parową kotła.

Wewnątrz kotła nie należy umieszczać żadnych rur prowadzących do zaworów bezpieczeństwa. Na kadłubach zaworów bezpieczeństwa oraz na ich króćcach nie należy instalować urządzeń do poboru pary ani żadnych innych urządzeń.

**9.7.10** Zawory bezpieczeństwa powinny być przystosowane do zdalnego ręcznego otwierania (podrywania). Urządzenie do otwierania zaworu powinno być sterowane z kotłowni i z pokładu górnego lub z innego zawsze dostępnego miejsca znajdującego się poza kotłownią. W przypadku zaworów bezpieczeństwa przegrzewaczy pary oraz kotłów na gazy odlotowe i ich zbiorników (oddzielaczy) sterowanie spoza kotłowni nie jest wymagane.

**9.7.11** Konstrukcja zaworów bezpieczeństwa powinna umożliwiać ich plombowanie lub równorzędne zabezpieczenie przed wykonywaniem regulacji przez osoby nieupoważnione.

Sprężyny zaworów bezpieczeństwa powinny być chronione przed bezpośrednim działaniem pary; sprężyny te oraz powierzchnie uszczelniające gniazd i grzybków powinny być wykonane z materiałów odpornych na korozję i działanie ciepła.

## **9.8 Armatura zaporowa**

**9.8.1** Każdy kocioł powinien być oddzielony od wszystkich połączonych z nim rurociągów zaworami zaporowymi, zainstalowanymi bezpośrednio na kotle.

**9.8.2** Jeżeli ważny kocioł pomocniczy jest przewidziany do zainstalowania na okręcie jako kocioł pojedynczy, to powinien być on przystosowany do odłączenia przegrzewacza i podgrzewacza.

## **9.9 Zawory szumowania i odmulania**

**9.9.1** Kotły należy wyposażyć w urządzenia do szumowania i odmulania oraz, w razie potrzeby, w zawory do opróżniania.

Zawory do szumowania, odmulania oraz opróżniania należy umieszczać bezpośrednio na ścianach kotła. W przypadku kotłów o ciśnieniu roboczym niższym niż 1,6 MPa zawory te można umieszczać na przyspawanych króćcach.

Przegrzewacze pary, spalinowe podgrzewacze wody i kolektory pary należy wyposażyć w zawory do ich przedmuchiwania lub w zawory do ich opróżniania.

**9.9.2** Średnica przelotu zaworów i rurociągów do odmulania powinna wynosić co najmniej 20 mm, lecz nie więcej niż 40 mm. W przypadku kotłów o wydajności obliczeniowej mniejszej niż 750 kg/h, średnice tych zaworów i rurociągów można zmniejszyć do 15 mm.

**9.9.3** Kotły, w których istnieje swobodna powierzchnia wody (powierzchnia odparowywania), należy wyposażyć w urządzenie do szumowania wykonane w taki sposób, aby zapewnić usuwanie piany i innych zanieczyszczeń z całej powierzchni odparowywania.

### **9.10 Zawory do pobierania próbek wody kotłowej**

Na każdym kotle należy w odpowiednim miejscu zainstalować jeden zawór lub kurek do pobierania próbek wody kotłowej. Tych zaworów (kurków) nie należy umieszczać na rurach oraz na króćcach przeznaczonych do innych celów.

### **9.11 Zawory odpowietrzające**

Na kotłach, przegrzewaczach pary i podgrzewaczach wody zasilającej należy zainstalować wystarczającą liczbę zaworów lub kurków odpowietrzających.

### **9.12 Otwory do oględzin wewnętrznych**

**9.12.1** Kotły powinny mieć włazy umożliwiające oględziny wszystkich powierzchni wewnętrznych. Jeżeli wykonanie włazów jest niemożliwe, to należy przewidzieć otwory wziernikowe.

**9.12.2** Włazy powinny mieć co najmniej następujące wymiary:  
300 × 400 mm – w przypadku włazów owalnych,  
400 mm – w przypadku włazów okrągłych.

W szczególnych przypadkach PRS może rozpatrzyć możliwość zmniejszenia wymiarów do 280 × 380 mm dla włazów owalnych i do 380 mm dla włazów okrągłych.

Włazy owalne na ścianach cylindrycznych należy tak sytuować, aby krótsza oś włazu była równoległa do osi cylindra.

**9.12.3** Pionowe kotły płomieniówkowe powinny mieć na kadłubie w rejonie roboczego poziomu wody co najmniej dwa otwory wziernikowe usytuowane naprzeciw siebie.

**9.12.4** Wszystkie części uniemożliwiające lub utrudniające dostęp do jakiegokolwiek części powierzchni wewnętrznej kotła powinny być zdejmowalne.

### **9.13 Urządzenia do opalania kotłów paliwem płynnym**

**9.13.1** Wszystkie zespoły składowe urządzeń do opalania kotła, takie jak pompy, wentylatory, zawory szybkozamkające i napędy elektryczne powinny być typu uznanego przez PRS.

Wyposażenie elektryczne, układy regulacji, bezpieczeństwa, sterowania i sygnalizacji powinny być wykonane zgodnie z mającymi zastosowanie wymaganiami Części VIII – *Instalacje elektryczne i systemy sterowania*.

Rurociągi i armatura urządzeń do opalania kotła powinny odpowiadać mającym zastosowanie wymaganiom Części VI – *Urządzenia maszynowe i urządzenia chłodnicze*.

**9.13.2** Wymagania niniejszego podrozdziału dotyczą urządzeń do opalania kotłów paliwem o temperaturze zapłonu par nie niższej niż 60 °C.

**9.13.3** Konstrukcja palników powinna zapewniać możliwość regulowania wielkości i kształtu płomienia.

**9.13.4** W palnikach o zmiennej wydajności należy zapewnić możliwość regulacji ilości powietrza niezbędnego do spalania.

**9.13.5** Należy zastosować rozwiązania konstrukcyjne wykluczające możliwość obrócenia i zdjęcia palników z ich położen roboczych przed odcięciem dołotu paliwa do nich.

**9.13.6** W konstrukcji palników, w których paliwo jest rozpylane za pomocą pary lub powietrza, należy stosować środki wykluczające możliwość dostawania się pary lub powietrza do paliwa i odwrotnie.

**9.13.7** W przypadku stosowania podgrzewania paliwa należy zastosować rozwiązania wykluczające możliwość nadmiernego podgrzania paliwa w podgrzewaczach przy zmniejszeniu wydajności kotła lub wyłączeniu palników.

**9.13.8** W miejscach, w których mogą występować przecieki paliwa, należy przewidzieć odpowiednie waniенki ściekowe.

**9.13.9** W celu umożliwienia obserwowania procesu spalania w palenisku należy przewidzieć odpowiednie wzierniki. Należy stosować urządzenia zapobiegające wyrzucaniu z paleniska płomieni i gorącego powietrza w przypadku zdjęcia palników.

**9.13.10** Należy przewidzieć odpowiednie urządzenie do przechowywania i gaszenia pochodni służącej do ręcznego zapalania palników.

Otwory wlotowe dmuchaw kotłowych zaleca się wyposażać w urządzenia zabezpieczające przed przedostawaniem się do nich wody i obcych ciał.

### **9.13.11 Dodatkowe wymagania dla urządzeń wyposażonych w automatyczną regulację opalania ze stałą obsługą wachtową**

**9.13.11.1** Urządzenia do opalania kotłów powinny mieć blokadę pozwalającą na podawanie paliwa do paleniska tylko przy zachowaniu następujących warunków:

- .1 palnik znajduje się w położeniu roboczym;
- .2 całe wyposażenie elektryczne jest zasilane prądem;
- .3 do paleniska kotła podawane jest powietrze;
- .4 czynny jest palnik rozruchowy lub włączone jest elektryczne urządzenie zapalające;
- .5 poziom wody w kotle jest normalny.

Odcięcie dopływu paliwa powinno być realizowane w zasadzie przez dwa połączone szeregowo zawory samozamykające. Jeżeli zbiornik rozchodowy jest usytuowany poniżej paleniska, to drugi zawór nie jest wymagany.

**9.13.11.2** Urządzenia do opalania kotła powinny być wyposażone w nieodłączalne urządzenia zabezpieczające, o czasie działania nie dłuższym niż 1 s (dla palników rozruchowych – nie dłuższym niż 10 s), odcinające automatycznie podawanie paliwa do palników w przypadku:

- .1 przerwania dopływu lub niedostatecznego ciśnienia powietrza podawanego do paleniska;
- .2 przerwania płomienia przy palniku;
- .3 osiągnięcia dolnego granicznego poziomu wody w kotle.

Zadziałanie urządzeń zabezpieczających powinno uruchamiać alarmowy sygnał świetlny i dźwiękowy.

**9.13.11.3** Urządzenie do opalania kotła należy wyposażyć w przyrządy kontrolujące utrzymywanie się płomienia palnika. Każdy taki przyrząd powinien reagować tylko na płomień kontrolowanego palnika.

**9.13.11.4** Palnik rozruchowy powinien mieć taką wydajność, aby nie mógł samodzielnie podtrzymywać roboczego ciśnienia w kotle nawet przy zaprzestaniu pobierania pary.

Jeżeli w chwili zadziałania układu bezpieczeństwa w przypadkach wymienionych w 9.13.11.2 palnik rozruchowy pracuje równocześnie z palnikiem głównym, to powinny one równocześnie przerwać pracę.

**9.13.11.5** Należy zapewnić możliwość ręcznego włączania i sterowania urządzeniami do opalania ważnych kotłów pomocniczych. Przyrządy do ręcznego sterowania powinny znajdować się bezpośrednio przy kotle.

Podczas ręcznego sterowania urządzeniami do opalania kotła powinny działać wszystkie automatyczne urządzenia wymienione w 9.13.11.1 i 9.13.11.2.

**9.13.11.6** Wyłączenie urządzenia do opalania kotła powinno być możliwe z dwóch różnych miejsc, z których jedno powinno znajdować się poza kotłownią.

## **9.14 Sterowanie kotłami, układy regulacji oraz sygnalizacji**

**9.14.1** Wymagania podrozdziału 9.14 dotyczą kotłów ze stałą obsługą wachtową.

Wymagania dotyczące układów sterowania kotłami przystosowanymi do pracy bez stałej obsługi wachtowej zawarte są w podrozdziale 20.7 i rozdziale 21 z Części VIII – *Instalacje elektryczne i systemy sterowania*.

### **9.14.2 Układy regulacji**

**9.14.2.1** Ważne pomocnicze kotły wodnorurkowe powinny być wyposażone w automatyczną regulację zasilania i spalania.

Zaleca się wyposażenie w taką regulację również innych kotłów.

**9.14.2.2** Układy regulacji powinny utrzymywać w zadanych granicach poziom wody i inne parametry w całym zakresie obciążeń kotła oraz powinny umożliwiać szybkie zmiany obciążenia.

### **9.14.3 Układy bezpieczeństwa**

**9.14.3.1** Kotły należy wyposażyć w nieodłączalny układ zapewniający utrzymanie dolnego granicznego poziomu wody w kotle (patrz 9.5).

**9.14.3.2** Kotły z automatyczną regulacją spalania należy wyposażyć w układ bezpieczeństwa zgodnie z wymaganiami podrozdziału 9.13.11.

### **9.14.4 Sygnalizacja**

**9.14.4.1** Kotły z automatycznymi regulatorami zasilania i opalania należy wyposażyć w sygnalizację świetlną i dźwiękową na stanowisku sterowania.

**9.14.4.2** Sygnalizacja dźwiękowa i świetlna powinna działać w przypadkach:

- obniżenia się poziomu wody do dolnego granicznego poziomu,
- podwyższenia się poziomu wody do górnego granicznego poziomu,
- wystąpienia usterek w układach automatycznej regulacji i bezpieczeństwa,
- wystąpienia usterek w instalacji opalania kotła (patrz 9.13.11.3),
- zwiększenia się zasolenia wody zasilającej ponad dopuszczalne (patrz także punkt 18.2.4 z Części VI – Urządzenia maszynowe i urządzenia chłodnicze).

**9.14.4.3** Sygnalizacja informująca o osiągnięciu dolnego granicznego poziomu wody powinna wyprzedzać zadziałanie układu bezpieczeństwa.

**9.14.4.4** Należy zapewnić możliwość ręcznego wyłączenia sygnału dźwiękowego po jego zadziałaniu.

## **9.15 Kotło-spalarki**

**9.15.1** Wymagania podrozdziału 9.15 mają zastosowanie do okrętowych kotłów pomocniczych wykorzystywanych do spalania śmieci i odpadów olejowych o temperaturze zapłonu powyżej 60 °C.

**9.15.2** Układy sterowania i kontrolne kotło-spalarek przystosowanych do pracy bezwachtowej oraz elementy tych układów powinny spełniać wymagania rozdziału 20 z Części VIII – Instalacje elektryczne i systemy sterowania.

**9.15.3** Do spalania śmieci, resztek olejowych i odpadów należy przewidzieć specjalną komorę paleniskową, spełniającą następujące wymagania:

- .1 komora powinna być całkowicie oddzielona od paleniska kotła i wyłożona materiałem odpornym na chemiczne działanie spalanych produktów;

- .2 kanały łączące palenisko z komorą powinny mieć wystarczające pole przekroju. We wszystkich przypadkach robocze ciśnienie w komorze nie powinno przekraczać ciśnienia w palenisku o więcej niż 10%;
- .3 należy przewidzieć zamontowanie urządzenia bezpieczeństwa działającego przy przekroczeniu ciśnienia roboczego o 0,02 MPa. Urządzenie bezpieczeństwa powinno uniemożliwiać wyrzut płomienia do pomieszczenia maszynowo-kotłowego;
- .4 łączna powierzchnia wolnego przekroju urządzenia bezpieczeństwa powinna być nie mniejsza niż  $115 \text{ cm}^2$  na  $1 \text{ m}^3$  objętości komory, lecz nie mniejsza niż  $45 \text{ cm}^2$ ;
- .5 należy przewidzieć urządzenie do załadowywania komory w sposób uniemożliwiający równoczesne otwarcie komory i paleniska. Jeśli istnieją ograniczenia dotyczące spalania śmieci, to należy je umieścić na tablicy ostrzegawczej;
- .6 komory przewidziane tylko do spalania śmieci mogą być umieszczane w komorze paleniskowej kotła;
- .7 jeżeli nie przewidziano zasobnika śmieci, to pokrywa zsykowa powinna mieć urządzenie blokujące, uniemożliwiające jej otwarcie w przypadku, gdy temperatura w komorze spalania mogłaby spowodować samozapalenie się śmieci.

**9.15.4** Spalanie resztek i odpadów olejowych powinno w zasadzie być wykonywane w specjalnie do tego celu przewidzianym układzie. Możliwe jest wykorzystanie w tym celu układu do opalania kotła i jego palnika, pod warunkiem zapewnienia – na tyle, na ile to możliwe – spalania bezdymnego.

**9.15.5** Kotło-spalarki należy wyposażyć w skuteczny układ usuwania sadzy.

## **9.16 Kotły oleju grzewczego**

**9.16.1** Kotły oleju grzewczego powinny w zasadzie znajdować się w oddzielnych pomieszczeniach, wyposażonych w instalację wentylacyjną wyciągową, zapewniającą nie mniej niż 6 wymian powietrza na godzinę.

**9.16.2** Konstrukcja kotła powinna wykluczać możliwość wzrostu temperatury oleju grzewczego powyżej temperatury dopuszczalnej po wyłączeniu palników i zatrzymaniu cyrkulacji oleju grzewczego.

Maksymalna temperatura oleju grzewczego w instalacji powinna być niższa co najmniej o  $50 \text{ }^\circ\text{C}$  od dopuszczalnej temperatury pracy zastosowanego oleju.

**9.16.3** Palenisko i umieszczone w nim palniki powinny zapewniać równomierny rozdział strumieni ciepłych.

Dopuszcza się tylko taką nierównomierność, przy której w dowolnym punkcie powierzchni ogrzewanej temperatura w granicznej warstwie od strony cieczy nie przekroczy wartości dopuszczalnej dla stosowanego oleju grzewczego.

Usytuowanie palnika i konstrukcja paleniska powinny uniemożliwiać bezpośrednie działanie płomieni na powierzchnię kotła. Konstrukcja palnika powinna wykluczać możliwość wzrostu wydajności cieplnej powyżej nominalnej.

Paleniska kotłów o wydajności cieplnej powyżej 1000 kW powinny być wyposażone w urządzenia do hermetyzacji paleniska i własne środki gaszenia objętościowego, typu uznanego przez PRS.

**9.16.4** Każdy kocioł powinien być wyposażony w:

- armaturę zaporową na wlocie i wylocie oleju grzewczego. Armatura ta powinna być sterowana spoza pomieszczenia, w którym znajduje się kocioł. Rozwiązaniem alternatywnym może być wyposażenie kotła w urządzenia do szybkiego spustu oleju grzewczego z instalacji do zbiornika spustowego zgodnie z punktem 14.6.2 z Części VI – *Urządzenia maszynowe i urządzenia chłodnicze*;
- manometr;
- co najmniej dwa sprężynowe zawory bezpieczeństwa typu zamkniętego, jednokowej konstrukcji i rozmiaru, o przepustowości nie mniejszej niż wydajność pompy obiegowej. Powierzchnia przelotu zaworów bezpieczeństwa nie powinna być mniejsza niż powierzchnia odpowiadająca średnicy 32 mm i nie może być większa niż powierzchnia odpowiadająca średnicy 100 mm;
- urządzenia do pobierania próbek oleju grzewczego;
- otwory do oględzin zgodnie z wymaganiami podrozdziału 9.12.

**9.16.5** Każdy kocioł powinien być wyposażony w skuteczny system oczyszczania z sadzy.

**9.16.6** Połączenie rur kotłowych z kolektorami i komorami powinno być wykonane jako spawane.

**9.16.7** Kotły powinny być wyposażone w armaturę mieszkową. Możliwość zastosowanie armatury typu dławnicowego podlega odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

**9.16.8** Kotły powinny być wyposażone w sygnalizację i układ bezpieczeństwa granicznej temperatury oleju grzewczego i gazów spalinowych umieszczone na wylocie z kotła.

**9.16.9** Kotły powinny być wyposażone w automatyczną regulację spalania oraz w świetlną i dźwiękową sygnalizację, a także blokadę przewidzianą w 9.13.11.1 oraz urządzenia zabezpieczające opisane w 9.13.11.2.

#### **9.16.10 Wymagania dodatkowe dla kotłów utylizacyjnych**

**9.16.10.1** Kotły powinny być wyposażone w urządzenia zamykające dopływ gazów grzewczych w przypadku zadziałania układów bezpieczeństwa.

**9.16.10.2** Konstrukcja i ustawienie kotła powinny zapewniać łatwe wykonanie przeglądu rur kotłowych w celu wykrycia i oceny korozji i przecieków.



---

**9.16.10.3** Kocioł powinien być wyposażony w czujnik(i) temperatury i sygnalizację alarmową wykrycia pożaru.

**9.16.10.4** Należy zainstalować stałą instalację gaśniczą oraz instalację schładzania. Dopuszczalne jest zastosowanie instalacji tryskaczowej o wystarczającej wydajności.

Przewód spalinowy poniżej kotła utylizacyjnego powinien być tak skonstruowany, aby silnik był zabezpieczony przed zalaniem czynnikiem gaśniczym i zapewniona była możliwość odprowadzenia tego czynnika.

**9.16.10.5** Na kotłach utylizacyjnych można instalować tylko jeden zawór bezpieczeństwa.

## **9.17 Kotły ogrzewania wodnego**

Kotły ogrzewania wodnego powinny spełniać wymagania dotyczące materiałów i konstrukcji, obowiązujące dla kotłów parowych.

---

## **10 ZBIORNIKI CIŚNIENIOWE I WYMIENNIKI CIEPŁA**

### **10.1 Konstrukcja zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła**

**10.1.1** 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.

**10.1.2** Konstrukcja zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła powinna zapewnić niezawodność ich działania w warunkach określonych w podrozdziale 1.6 z Części VI – *Urządzenia maszynowe i urządzenia chłodnicze*.

**10.1.3** Zbiorniki ciśnieniowe i wymienniki ciepła powinny odpowiadać wymaganiom punktów 9.1.2, 9.1.3, 9.1.4, 9.1.7, 9.1.8, 9.1.10 oraz podrozdziałów 8.2.14 i 8.2.19.

**10.1.4** Jeżeli jest to konieczne, konstrukcja zbiornika ciśnieniowego/wymiennika ciepła powinna umożliwiać termiczne wydłużenie jego kadłuba i poszczególnych części.

**10.1.5** Do zamocowania kadłubów wymienników ciepła i zbiorników ciśnieniowych do fundamentów należy stosować podpory. Jeżeli to konieczne, należy przewidzieć górne zamocowania.

Przy konstruowaniu zamocowań zbiorników i wymienników ciepła na fundamentach należy uwzględnić również wymagania podrozdziału 1.11 z Części VI – *Urządzenia maszynowe i urządzenia chłodnicze*.

### **10.2 Osprzęt**

**10.2.1** Każdy zbiornik ciśnieniowy i wymiennik ciepła lub ich nierozłączalny zestaw należy wyposażać w nieodłączalny zawór bezpieczeństwa. W przypadku istnienia kilku nie połączonych ze sobą komór, zawory bezpieczeństwa należy umieścić na każdej takiej komorze. Zbiorniki hydroforowe należy wyposażać w zawory bezpieczeństwa zainstalowane na części wodnej.

W uzasadnionych przypadkach PRS może odstąpić od powyższych wymagań.

**10.2.2** 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.

**10.2.3** Zawory bezpieczeństwa powinny mieć taką przepustowość, aby w każdych warunkach ciśnienie robocze nie mogło być przekroczone o więcej niż 10%.

**10.2.4** 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.

**10.2.5** 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 para, paliwo, olej lub czynniki chłodnicze, należy stosować wkładki ze szkła płaskiego. Dla pary, paliwa, oleju i czynników chłodniczych należy stosować płynowskazy z płaskimi szklami.

**10.2.6** 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.

**10.2.7** Zbiorniki ciśnieniowe i wymienniki ciepła należy wyposażyć w odpowiednie urządzenia do ich przedmuchiwania i w urządzenia spustowe.

**10.2.8** Zbiorniki ciśnieniowe i wymienniki ciepła powinny mieć włązy umożliwiające oględziny ich wewnętrznych powierzchni. Jeżeli wykonanie włązów 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.

Wymiary wycięć włązów – patrz 9.12.2.

**10.2.9** 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.

Manometry powinny odpowiadać wymaganiom punktów 9.6.1 i 9.6.5.

**10.2.10** Podgrzewacze paliwa, w których jego temperatura może przekroczyć 220 °C, należy – oprócz regulatora temperatury – wyposażyć także w czujnik sygnalizacji ostrzegawczej informujący o podwyższeniu temperatury lub braku przepływu paliwa.

W odniesieniu do podgrzewaczy elektrycznych – patrz też podrozdział 15.4 z Części VIII – Instalacje elektryczne i systemy sterowania.

### **10.3 Wymagania dotyczące poszczególnych rodzajów zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła**

#### **10.3.1 Zbiorniki sprężonego powietrza**

**10.3.1.1** Zawory bezpieczeństwa zbiorników powietrza rozruchowego tłokowych silników spalinowych głównych i pomocniczych oraz instalacji przeciwpożarowych powinny po poderwaniu całkowicie przerywać wylot powietrza, zanim ciśnienie w zbiorniku spadnie poniżej 0,85 ciśnienia roboczego.

**10.3.1.2** 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.

**10.3.1.3** 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 dm<sup>3</sup> należy instalować płytki topikowe o średnicy co najmniej 10 mm.

**10.3.1.4** Każdy zbiornik sprężonego powietrza należy wyposażyć w urządzenia odwadniające. Zbiorniki zainstalowane w położeniu poziomym powinny mieć urządzenia odwadniające na obu końcach.

#### **10.3.2 Butle na gazy sprężone**

**10.3.2.1** Butlami na gazy sprężone nazywa się przenośne zbiorniki ciśnieniowe wykonane specjalnie w celu magazynowania gazów sprężonych czynnika chłodniczego lub CO<sub>2</sub>, które przechowywane są na okręcie dla potrzeb jego eksploatacji, lecz nie mogą być napełniane przy pomocy znajdujących się tam urządzeń.

**10.3.2.2** Obliczenia wytrzymałościowe należy wykonywać z uwzględnieniem wymagań zawartych w 8.2.8, przy czym:

- ciśnienie obliczeniowe nie powinno być niższe od ciśnienia, które może powstać w temperaturze 45 °C przy przewidzianym stopniu napełnienia butli,
- naprężenia dopuszczalne  $\sigma$  należy określać według 8.2.4, a współczynnik bezpieczeństwa według 8.2.5.1,
- naddatek  $c$  dla butli narażonych na korozję należy przyjmować jako nie mniejszy niż 0,5 mm.

Stosowanie na butle stali o granicy plastyczności wyższej niż 750 MPa, lecz nie przekraczającej 850 MPa, jest możliwe tylko za zgodą PRS.

**10.3.2.3** 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.

**10.3.2.4** 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.

**10.3.2.5** Butle należy poddawać próbie hydraulicznej ciśnieniem równym 1,5 ciśnienia roboczego.

**10.3.2.6** Butle wykonane specjalnie w celu magazynowania gazów sprężonych, czynnika chłodniczego lub gaśniczego powinny mieć uznanie PRS.

### **10.3.3 Skraplacze**

**10.3.3.1** Konstrukcja skraplaczy i ich usytuowanie na okęcie powinny być takie, aby możliwe było dokonanie wymiany rur.

Skraplacze powinny w zasadzie mieć kadłuby stalowe o konstrukcji spawanej.

Wewnątrz skraplaczy, w rejonach wlotu pary o ciśnieniu wyższym od panującego w skraplaczu, należy umieszczać ekrany chroniące rury przed bezpośrednim uderzeniem pary.

Sposób zamocowania rur powinien być taki, aby nie zwiślały i nie podlegały niebezpiecznym drganiom.

**10.3.3.2** W pokrywach komór wodnych powinny być włazy w liczbie i o usytuowaniu zapewniającym dostęp dla rozwalcowania, wymiany uszczelek lub zaślepienia dowolnej rury.

W przestrzeniach wodnych należy umieszczać protektory dla ochrony przed korozją elektrolityczną komór wodnych, ścian sitowych i rur.

**10.3.3.3** Konstrukcja skraplacza powinna umożliwiać zamocowanie urządzeń kontrolnych i pomiarowych.

### **10.3.4 Zbiorniki ciśnieniowe i wymienniki ciepła urządzeń chłodniczych**

Do zbiorników ciśnieniowych i wymienników ciepła urządzeń chłodniczych i instalacji gaśniczych mają zastosowania wymagania podrozdziałów 10.1, 10.2,

10.3.2 i 10.3 z wyjątkiem wymagań punktów 10.3.3.3 i 10.3.3.4, a wymagania punktu 10.2.1 mogą być traktowane jako wytyczne.

Zbiorniki te i wymienniki ciepła powinny odpowiadać również mającym zastosowanie wymaganiom *Części V – Ochrona przeciwpożarowa* oraz wymaganiom rozdziału 22 z *Części VI – Urządzenia maszynowe i urządzenia chłodnicze*.

## **10.4 Filtry i chłodnice**

**10.4.1** Filtry i chłodnice silników głównych i pomocniczych powinny spełniać wymagania dotyczące materiałów i konstrukcji, obowiązujące dla wymienników ciepła i zbiorników ciśnieniowych.

**10.4.2** 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.

**10.4.3** 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.

---

## 11 URZĄDZENIA NAPĘDOWO-STEROWE

### 11.1 Zakres zastosowania

**11.1.1** Wymagania rozdziału 11 mają zastosowanie do urządzeń służących do napędu okrętu i sterowania okrętem, bądź do manewrowania okrętem, zwanych również w niniejszym rozdziale „urządzeniami”. W szczególności wymagania obejmują:

- urządzenia z pędnikiem na obrotowej kolumnie (azymutalnym),
- urządzenia z pędnikiem o pionowej osi obrotu (cykloidalnym),
- urządzenia wysuwane i wychylane z kadłuba okrętu,
- urządzenia do dynamicznego pozycjonowania okrętu,
- napęd strugowodny,
- stery strumieniowe.

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

Wszystkie inne urządzenia napędowo-sterowe uważane są za pomocnicze.

### 11.2 Wymagania ogólne

**11.2.1** Jeżeli do napędu okrętu przewidziane jest zastosowanie wyłącznie urządzeń napędowo-sterowych, to należy zastosować co najmniej dwa oddzielne urządzenia z niezależnym zasilaniem. Awaria jednego z urządzeń nie może powodować unieruchomienia drugiego.

Możliwość zastosowania pojedynczego urządzenia napędu strugowodnego podlega każdorazowo odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

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

**11.2.3** 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.

**11.2.4** Należy zastosować środki skutecznie zabezpieczające przed przedostaniem się wody morskiej do części wewnętrznych urządzenia i do wnętrza kadłuba okrętu.

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

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

**11.2.7** Urządzenia napędowo-sterowe, które zamontowane są w kadłubie okrętu w sposób umożliwiający ich wysunięcie lub obrót, powinny być umieszczone w oddzielnym wodoszczelnym pomieszczeniu, chyba że przewidziano podwójne uszczelnienie wg 11.2.5, zabezpieczające przed dostaniem się wody do kadłuba. Należy zapewnić sygnalizację przedostania się wody do przestrzeni pomiędzy uszczelnieniami oraz możliwość wykonania przeglądu uszczelnień podczas dokowania.

**11.2.8** Konstrukcja dysz powinna spełniać mające zastosowanie wymagania z *Części III – Wyposażenie kadłubowe*.

**11.2.9** 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.

**11.2.10** Główne urządzenia napędowo-sterowe powinny zapewniać możliwość zmiany kierunku naporu – ze wszystkich stanowisk zdalnego sterowania napędem głównym oraz z pomieszczenia, w którym znajdują się te 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 układu zdalnego sterowania urządzeniem.

### **11.3 Napęd**

**11.3.1** Tłokowe silniki spalinowe bezpośrednio napędzające urządzenia napędowo-sterowe powinny spełniać wymagania rozdziału 2. Instalacje obsługujące silniki powinny spełniać wymagania odpowiednich rozdziałów z *Części VI – Urządzenia maszynowe i urządzenia chłodnicze*.

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

**11.3.3** 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.

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

**11.3.5** W odniesieniu do głównych urządzeń napędowo-sterowych z silnikami elektrycznymi należy spełnić również mające zastosowanie wymagania rozdziału 17 z *Części VIII – Instalacje elektryczne i systemy sterowania*.



## 11.4 Przekładnie i łożyskowanie

**11.4.1** Przekładnie zębate w urządzeniach głównych powinny spełniać wymagania rozdziału 4.

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

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

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

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

## 11.5 Wały napędowe

**11.5.1** Wały napędowe powinny spełniać wymagania rozdziału 2 z *Części VI – Urządzenia maszynowe i urządzenia chłodnicze*, w tym wymagania dla wzmocnień lodowych, jeżeli mają zastosowanie.

**11.5.2** W odniesieniu do drgań skrętnych wałów napędowych obowiązują wymagania podrozdziału 4.1 z tejże *Części VI*.

## 11.6 Pędniki

**11.6.1** Śruby napędowe o skoku stałym i skoku nastawnym powinny spełniać wymagania rozdziału 3 z *Części VI – Urządzenia maszynowe i urządzenia chłodnicze*.

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

## 11.7 Urządzenia napędu strugowodnego

**11.7.1** Konstrukcja urządzenia napędu strugowodnego powinna zapewniać:

- .1 wychylenie dyszy wylotowej o 30° na każdą burtę i przełożenie dyszy w tym zakresie w czasie nie przekraczającym 8 sekund;
- .2 przesterowanie deflektorów z pozycji „cała naprzód” do pozycji „cała wstecz” w czasie nie przekraczającym 10 sekund.

**11.7.2** Kanał dolotowy wody do urządzenia należy ukształtować w taki sposób, aby wykluczyć możliwość przerwania strugi i powstania kawitacji na powierzchni wlotowej.

Usytuowanie kanału dolotowego powinno zapobiegać przedostawaniu się powietrza do wnętrza kanału.

**11.7.3** Wał napędowy pompy należy zainstalować na takiej wysokości, aby zapewnić rozruch urządzenia przy minimalnym zanurzeniu okrętu.

**11.7.4** Należy wykluczyć możliwość powstania kawitacji na łopatkach wirnika pompy, mogącej doprowadzić do uszkodzenia elementów urządzenia, dla każdego przewidzianego w normalnej eksploatacji wariantu jego pracy.

**11.7.5** Należy przeprowadzić analizę obliczeniową form drgań własnych łopatek wirnika pompy. Zabronione prędkości obrotowe, w przypadku przekroczenia naprężeń dopuszczalnych na skutek rezonansu, nie powinny występować w zakresie od 0,7 do 1,1 maksymalnej prędkości obrotowej wirnika.

**11.7.6** Deflektory należy wyposażyć w mechaniczne osłony zapobiegające ich uszkodzeniu w przypadku uderzenia o nabrzeże lub pływającą przeszkodę.

**11.7.7** Każde urządzenie napędu strugowodnego powinno być wyposażone we własny układ hydrauliczny, nie mający żadnych połączeń z innymi układami hydraulicznymi na okręcie.

## **11.8 Układy sterowania**

**11.8.1** Układy zdalnego sterowania urządzeń napędowo-sterowych powinny spełniać wymagania podrozdziału 20.2 z *Części VIII – Instalacje elektryczne i systemy sterowania*.

**11.8.2** Dla głównych urządzeń napędowo-sterowych obowiązują wymagania punktów 20.5.1 do 20.5.3, 20.5.8 oraz 20.5.10 do 20.5.15 z tejże *Części VIII*. Zaleca się uwzględnienie pozostałych wymagań rozdziału 20 z *Części VIII*.

## **11.9 Układy kontrolne**

**11.9.1** Układ wskazujący powinien spełniać wymagania podrozdziału 20.4.3 z *Części VIII – Instalacje elektryczne i systemy sterowania*.

**11.9.2** Układ wskazujący powinien zapewniać na stanowiskach zdalnego sterowania co najmniej:

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

**11.9.3** Układ alarmowy powinien spełniać wymagania podrozdziału 20.4.1 z Części VIII – Instalacje elektryczne i systemy sterowania oraz wymagania podane w tabeli 11.9.3. Układ alarmowy urządzeń pomocniczych o mocy zainstalowanych silników poniżej 200 kW podlega odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

**Tabela 11.9.3**  
**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	wg Części VIII – Instalacje elektryczne i systemy sterowania, tabela 21.3.1-1, lp. 2.6		–
7.	Układy kontrolne urządzenia napędowo-sterowego	zasilanie układu alarmowego	minimalna	–
8.		zasilanie zdalnego sterowania	minimalna	–
9.		środki awaryjnego zatrzymania wg 11.2.10	awaryjne zatrzymanie	–
10.	Pomieszczenie urządzenia napędowo-sterowego	wykrywanie pożaru	pożar	–
11.		poziom w studziencie zęzowej *	wysoki poziom	–

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

## 11.10 Nadzór, próby i świadectwa

**11.10.1** Urządzenia napędowo-sterowe powinny być typu uznanego przez PRS.

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

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

**11.10.3** Każde urządzenie napędowo-sterowe, o którym mowa w 11.10.1 i 11.10.2, podczas produkcji i prób powinno być poddane nadzorowi zgodnie z wymaganiami 11.10.5 i 11.10.7.

**11.10.4** Zakres nadzoru nad urządzeniami pomocniczymi o mocy zainstalowanych silników poniżej 200 kW podlega odrębnemu rozpatrzeniu przez PRS.

**11.10.5** Nadzór 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 kadłubów, 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.

**11.10.6** Następujące ważne części urządzeń napędowo-sterowych podlegają w czasie produkcji nadzorowi pod względem ich zgodności z zatwierdzoną dokumentacją:

- kadłuby ruchome i nieruchome<sup>M)</sup>,
- kolumny<sup>M)</sup>,
- wał śrubowy i wały pośrednie<sup>M)</sup>,
- pędniki<sup>M)</sup>,
- dysze,
- śruby złączne i wpusty,
- rurociągi i armatura.

**Uwagi i objaśnienia indeksowe:**

- <sup>M)</sup> – 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.

**11.10.6.1** Próby ciśnieniowe kadłubów należy przeprowadzać zgodnie z wymaganiami punktu 1.5.2.1. Dla prób kadłubów obciążonych ciśnieniem hydrostatycznym od zewnątrz i/lub od wewnątrz jako ciśnienie robocze  $p$  należy przyjąć najwyższe, działające od jednej strony, ciśnienie hydrostatyczne w najniższym punkcie kadłuba.

**11.10.6.2** Próby ruchowe u producenta powinny być przeprowadzone na stanowisku umożliwiającym sprawdzenie urządzenia przy znamionowej prędkości obrotowej i przy obciążeniu wału napędowego i kolumny, jeżeli występuje, pełnym momentem obrotowym. PRS może rozważyć wykonanie określonej części lub całości prób ruchowych na okręcie.

Próby ruchowe obejmują:

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

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

Ponadto należy sprawdzić próbkę oleju smarowego na zawartość stałych zanieczyszczeń metalicznych i niemetalicznych

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

**11.10.7** 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 okrętu we wszystkich przewidzianych wariantach pływania w morzu i przy manewrach.

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

**11.10.7.1** Dla urządzeń instalowanych po raz pierwszy na danym okręcie PRS może zażądać wykonania pomiarów drgań liniowych.

**11.10.7.2** Podczas prób układów kontrolnych należy wykazać spełnienie wymagań określonych w 11.10.

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

Ponadto należy sprawdzić próbkę oleju smarowego na zawartość stałych zanieczyszczeń metalicznych i niemetalicznych.

---

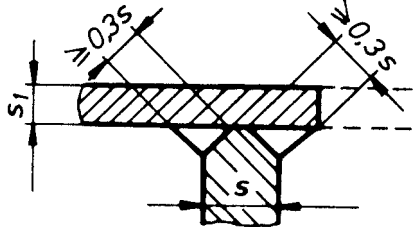
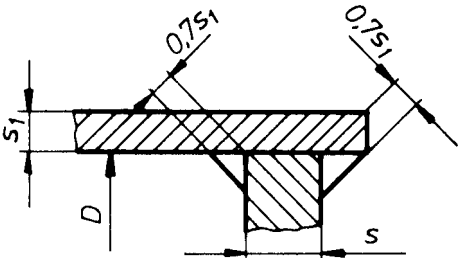
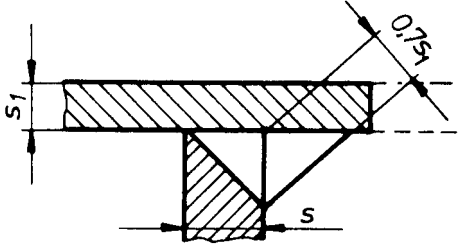
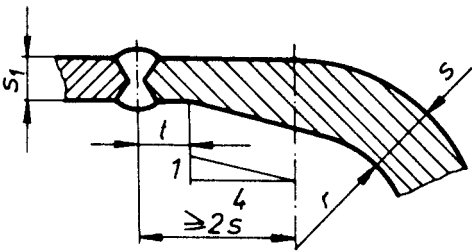
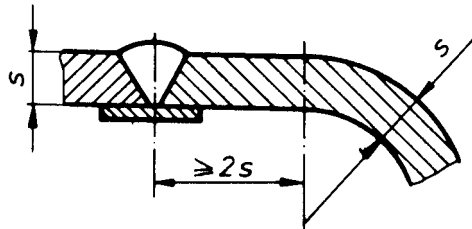
## Załącznik 1

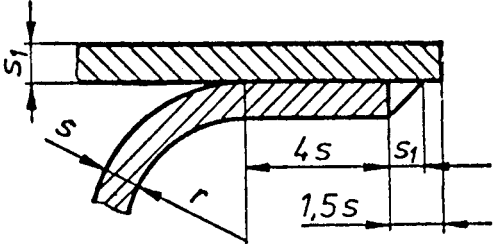
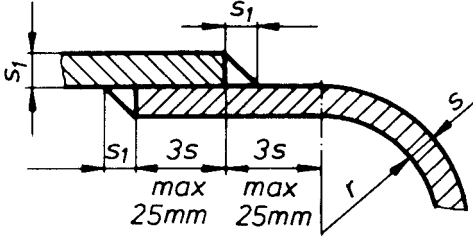
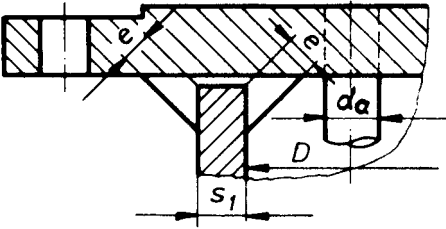
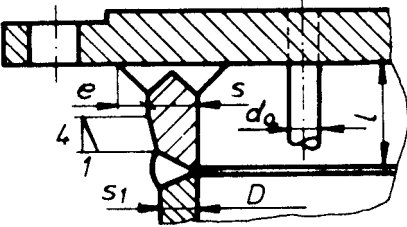
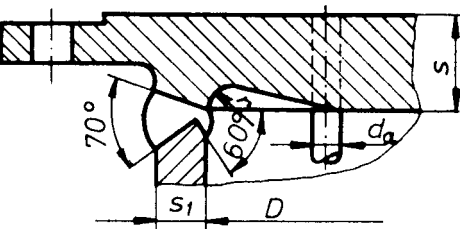
**PRZYKŁADY ZŁĄCZY SPAWANYCH STOSOWANYCH  
W KOTŁACH, ZBIORNIKACH CIŚNIENIOWYCH  
I WYMIENNIKACH CIEPŁA**

Wymiary elementów konstrukcyjnych części przygotowanych do spawania oraz wymiary spoin należy przyjmować w zależności od rodzaju spawania, zgodnie z normami krajowymi. Przykłady najczęściej stosowanych złączy spawanych podane są na rysunkach poniżej.

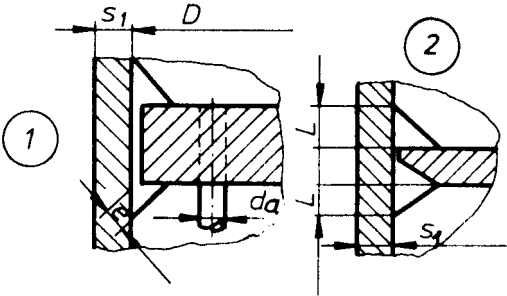
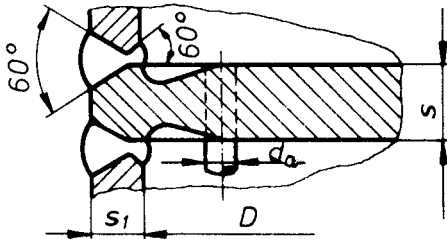
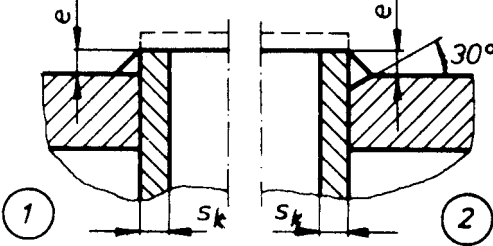
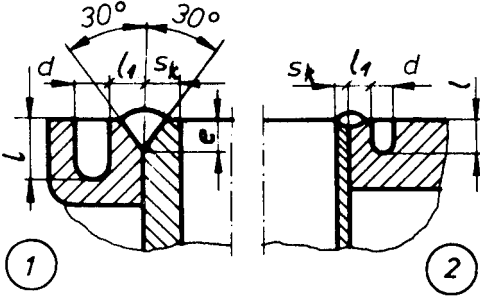
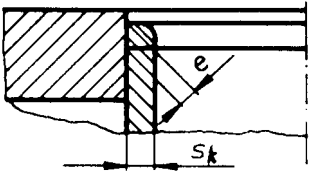
Odpowiednio do mechanicznych własności materiałów oraz w wyniku dalszego postępu techniki spawalniczej, mogą być stosowane inne wykonania złączy spawanych. W tych przypadkach, a także w razie niezbędnych modyfikacji przykładowych złączy, zastosowanie danego rodzaju złącza należy uzgodnić z PRS.

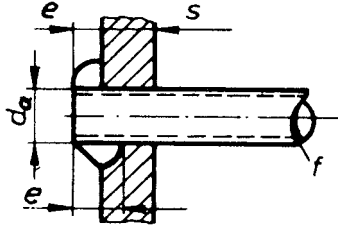
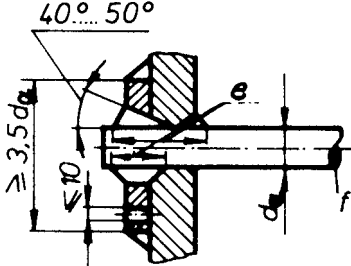
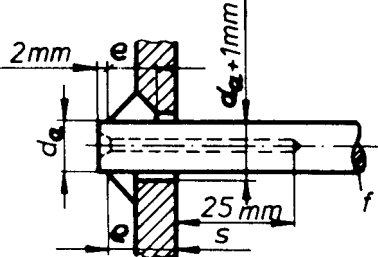
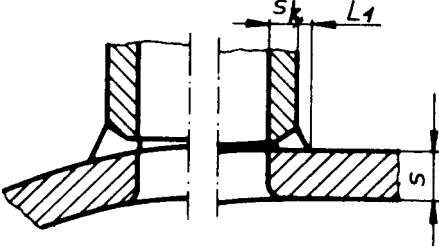
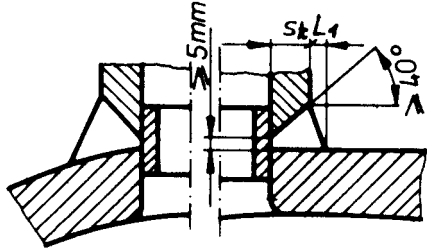
Lp.	Rysunek (przykład)	Zastosowanie
1	2	3
<b>1</b>	<b>Dna płaskie i pokrywy</b>	
1.1.		$K = 0,38$ $r \geq \frac{s}{3}$ lecz co najmniej 8 mm $l \geq s$
1.2.		$K = 0,45$ $r \geq 0,2 s$ , lecz co najmniej 5 mm $s_2 \geq 5$ mm (patrz uwaga 1)
1.3.		$K = 0,5$ $s_2 \leq s_1$ , lecz co najmniej 6,5 mm $s_3 \geq 1,24 s_1$ (patrz uwaga 1)

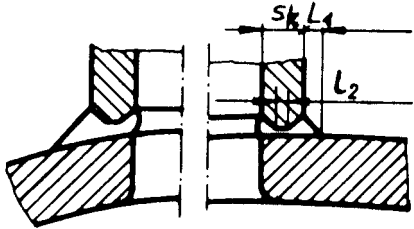
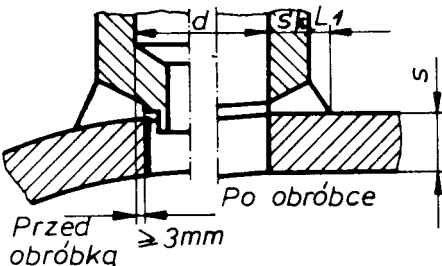
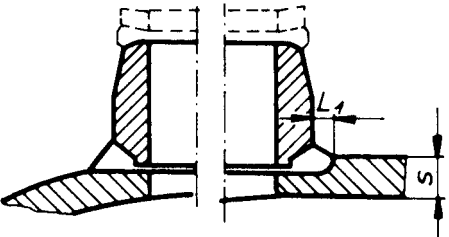
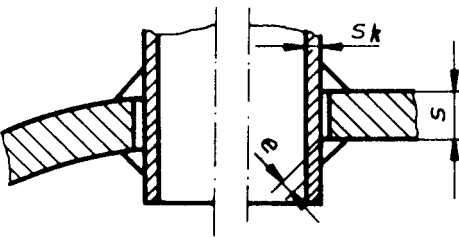
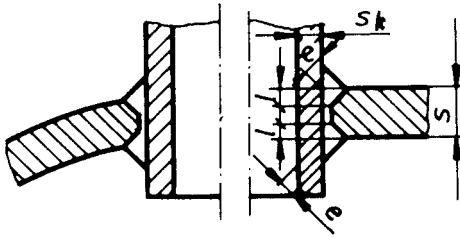
1	2	3
1.4		$K = 0,45$ (patrz uwaga 1)
1.5		$K = 0,55$ (patrz uwaga 1)
1.6		$K = 0,57$
2	<b>Dna wypukłe</b>	
2.1		Złącze można stosować w kotłach i zbiornikach ciśnieniowych klas I, II i III (patrz uwagi 2 i 17)
2.2		Złącze można stosować w kotłach i zbiornikach ciśnieniowych klas II i III

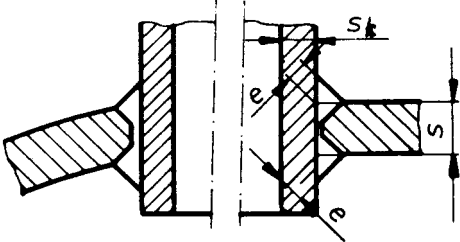
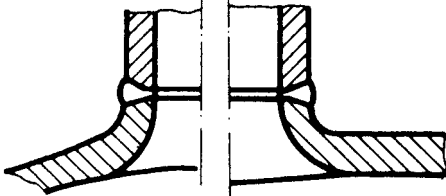
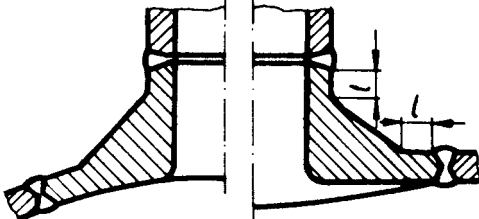
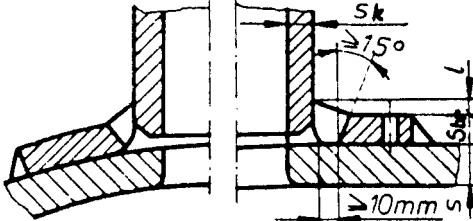
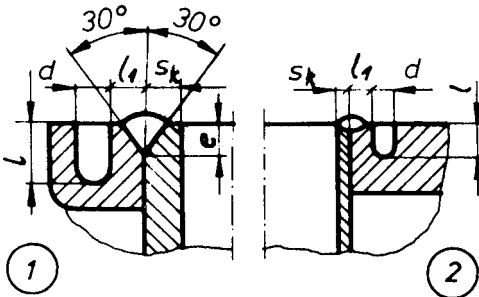
1	2	3
2.3		<p>Złącze nie zalecane do stosowania – można je stosować tylko w zbiornikach ciśnieniowych klasy II nie narażonych na korozję</p> <p><math>s_1 \leq 16 \text{ mm}</math>  <math>D \leq 600 \text{ mm}</math></p>
2.4		<p>Złącze można stosować tylko w zbiornikach ciśnieniowych klasy III</p> <p><math>s_1 \leq 16 \text{ mm}</math>  <math>D \leq 600 \text{ mm}</math></p>
3	Ściany sitowe	
3.1		<p><math>K = 0,45</math>  <math>e = 0,7 s_1</math>  <math>s_1 \leq 16 \text{ mm}</math>          (patrz uwagi 3 i 4)</p>
3.2		<p><math>K = 0,45</math>  <math>e = \frac{1}{3} s_1</math>  <math>e &gt; 6 \text{ mm}</math>  <math>s_1 &gt; 16 \text{ mm}</math>          (patrz uwagi 5 i 6)</p>
3.3		<p><math>K = 0,45</math>  <math>r \geq 0,2 s</math>,          lecz co najmniej 5 mm</p>

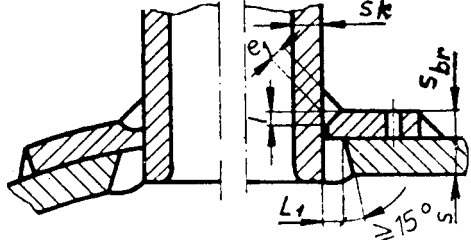
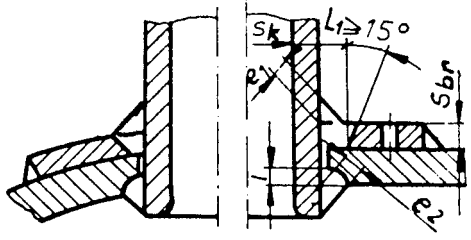
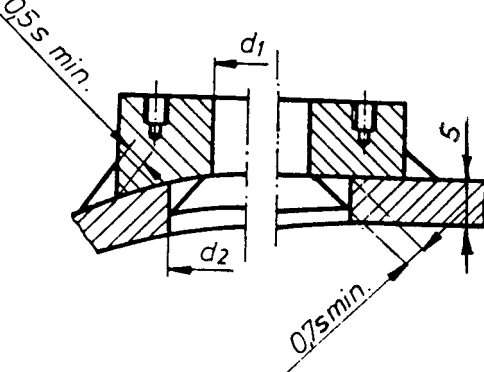
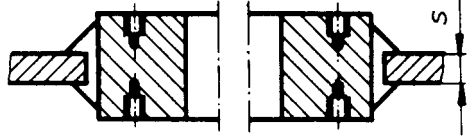
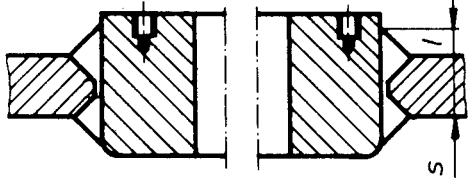



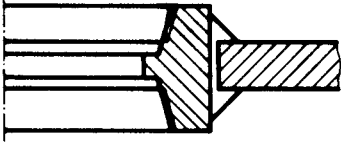
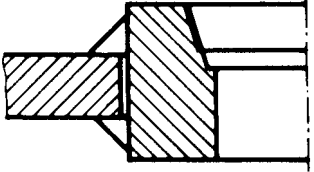
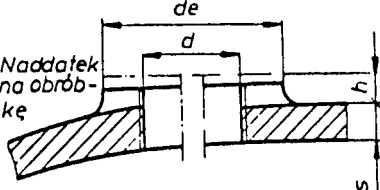
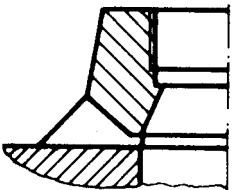
1	2	3
3.4		$k = 0,45$ $e \geq 0,7 s_1$ ; przy $L > 13$ mm zaleca się stosować wariant 2, gdzie $L = \frac{1}{3} s_1$ oraz $L \geq 6$ mm (patrz uwaga 7)
3.5		$K = 0,45$ $r \geq 0,2 s$ , lecz co najmniej 5 mm
4	<b>Rury</b>	
4.1		$e = s_k$ $e \geq 5$ mm $s_k \geq 2,5$ mm (patrz uwagi 8, 9 i 10)
4.2		$d = s_r$ ; $l_1 = s_r$ $1,5 s_r < l < 2 s_r$ wariant 1: $s_r \geq 5$ mm; $l = s_r$ wariant 2: $s_r < 5$ mm (patrz uwaga 12)
4.3		$e = 0,7 s_k$ $s_k \geq 3$ mm (patrz uwaga 12)

1	2	3
<b>5</b>	<b>Ściagi i ściagi rurowe</b>	
5.1		$K = 0,42$
5.2		$K = 0,34$
5.3		$K = 0,38$ Krótkie ściagi – patrz 9.1.3
<b>6</b>	<b>Króćce i złącza</b>	
6.1	Nieprzelotowe króćce przyspawane	
6.1.1		$s_k \leq 16 \text{ mm}$ $L_1 = \frac{1}{3} s_k$ , lecz co najmniej 6 mm
6.1.2		$L_1 = \frac{1}{3} s_k$ , lecz co najmniej 6 mm (patrz uwaga 13)

1	2	3
6.1.3		$L_2 = 1,5 \div 2,5 \text{ mm}$ $L_1 \geq \frac{1}{3} s_k$ , lecz co najmniej 6 mm (patrz uwaga 14)
6.1.4		$L_1 \geq \frac{1}{3} s_k$ , lecz co najmniej 6 mm (patrz uwaga 15 i 16)
6.1.5		$L_1 = 10 \div 13 \text{ mm}$ (patrz uwaga 15)
6.2	Przelotowe króćce przyspawane	
6.2.1		Złącze stosuje się w zasadzie dla wartości $s_k < \frac{1}{2} s$ $e = s_k$
6.2.2		Złącze stosuje się w zasadzie dla wartości $s_k \cong \frac{1}{2} s$ $e = 6 \div 13 \text{ mm}$ $e + l = s_k$

1	2	3
6.2.3		<p>Złącze stosuje się w zasadzie dla wartości</p> $s_k > \frac{1}{2}s$ $e \geq \frac{1}{10}s,$ <p>lecz co najmniej 6 mm</p>
6.3	Króćce odsadzone	
6.3.1		
6.3.2	 <p>(patrz uwaga 17)</p>	
6.4	Króćce z pierścieniowymi nakładkami wzmacniającymi	
6.4.1		$l \geq \frac{1}{3}s_k,$ <p>lecz co najmniej 6 mm</p>
6.4.2		$l \geq \frac{1}{3}s_k,$ <p>lecz co najmniej 6 mm</p> $L_1 \geq 10 \text{ mm}$

1	2	3
6.4.3		$e + l = s_k$ lub $s_{br}$ (przyjmuje się wartość mniejszą) $L_1 \geq 10 \text{ mm}$
6.4.4		$e_2 + l \geq s_k$ $L_1 \geq 10 \text{ mm}$ $2s_k \leq (e_2 + l)$ plus mniejsza z wartości $(s_{br} + e_1)$ lub $L_1$
6.5 Nakładki i króćce z otworami na śruby		
6.5.1		$d_2 \leq d_1 + 2s_{\min}$ (patrz uwaga 18)
6.5.2		$s \leq 10 \text{ mm}$ (patrz uwagi 19 i 20)
6.5.3		$L \geq 6 \text{ mm}$ $s \leq 20 \text{ mm}$
6.5.4		$s \geq 20 \text{ mm}$

1	2	3
<b>6.6</b>	Króćce i nakładki do połączeń gwintowych	
6.6.1		
6.6.2		
6.6.3		$d \leq s$ $d_e = 2d$ $h \leq 10 \text{ mm}$ $h \leq 0,5s$ (patrz uwaga 21)
6.6.4		

### Uwagi do rysunków:

- .1 Złącze może być stosowane w kotłach o średnicy nie przekraczającej 610 mm oraz w tych wszystkich zbiornikach ciśnieniowych, dla których  $R_m \leq 470 \text{ MPa}$  lub  $R_e \leq 370 \text{ MPa}$ .
- .2 Zmniejszenie grubości płaszcza lub części kołnierzej dna może być wykonane po stronie zewnętrznej lub wewnętrznej.
- .3 Złącze stosowane w przypadkach, gdy spawanie może być wykonane z obu stron płaszcza.
- .4 W płaszczach 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 płaszcza.
- .6 W płaszczach o grubości nie większej niż 16 mm złącze może być wykonywane jednostronnie. Wysokość pierścienia powinna być nie mniejsza niż 40 mm.
- .7 Odstęp między wewnętrzną średnicą płaszcza 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  $2,5 s_k$ , lecz nie mniej niż 8 mm.
  - .10 Przy ręcznym spawaniu elektrycznym grubość  $s_k$  powinna być nie 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 powinien być nie większy niż 3 mm.
  - .19 Odstęp między średnicą otworu w płaszczu a zewnętrzną średnicą pierścienia powinien być jak najmniejszy, a w każdym przypadku nie większy niż 3 mm.
  - .20 Górne i dolne otwory w kołnierzu dla śrub powinny być przesunięte względem siebie.
  - .21 Łączna grubość płaszcza zbiornika i napawanego metalu powinna zapewniać wprowadzenie niezbędnej liczby zwojów gwintu.
-

## CZĘŚCI ZAPASOWE

### 1 POSTANOWIENIA OGÓLNE

**1.1** Podane w tabelach liczby i rodzaje części zapasowych należy traktować jako ogólne wytyczne. Przy określaniu rzeczywistej liczby części zapasowych należy uwzględnić zalecenia producentów urządzeń instalowanych na okręcie.

**1.2** Części zapasowe wraz z odpowiednimi narzędziami, materiałami i przyrządami powinny być należycie zamocowane, umieszczone w dostępnym miejscu i zabezpieczone przed korozją.

**1.3** W zestawie części zapasowych zaleca się przewidzieć jeden zestaw złączy elastycznych każdego typu i rozmiaru zastosowanych na okręcie.

### 2 WYKAZ CZĘŚCI ZAPASOWYCH

**Tabela 2.1**  
**Tłokowe silniki spalinowe**<sup>1)</sup>

Lp.	Nazwa części zapasowych	Silniki główne		Silniki pomocnicze	
		okręty nieograniczonego rejonu żeglugi	okręty ograniczonego rejonu żeglugi	okręty nieograniczonego rejonu żeglugi	okręty ograniczonego rejonu żeglugi
1	2	3	4	5	6
1	Łożyska główne lub panewki łożysk każdego typu i wymiaru ze śrubami (sworzniami), nakrętkami i zestawem przekładek	1 komplet do jednego łożyska	–	1 komplet do jednego łożyska	–
2	Łożysko oporowe wału śrubowego wbudowane w silnik – patrz tabela 2.4				
3	Tuleja cylindrowa wraz z zaworami, pierścieniami uszczelniającymi i podkładkami	1	–	Tylko pierścienie uszczelniające i podkładki 1 komplet	–
4	Głowica cylindra wraz z zaworami, pierścieniami uszczelniającymi i podkładkami; dla silników bez głowic – odpowiednie zawory	1	–	Tylko pierścienie uszczelniające i podkładki 1 komplet	–



1	2	3	4	5	6
4.1	Śruby dwustronne z nakrętkami do mocowania głowicy cylindra	0,5 kompletu dla jednej głowicy	–	–	–
5	Zawory				
5.1	Zawory wydechowe (kadłuby, gniazda, sprężyny i inne części)	1 komplet do jednego cylindra	1 komplet do jednego cylindra	1 komplet do jednego cylindra	–
5.2	Zawory ssące (kadłuby, gniazda, sprężyny i inne części)	1 komplet do jednego cylindra	1 komplet do jednego cylindra	1 komplet do jednego cylindra	–
5.3	Zawór rozruchowy (kadłub, gniazdo, sprężyny i inne części)	1	–	1	–
5.4	Kompletny zawór bezpieczeństwa	1	–	1	–
5.5	Wtryskiwacze każdego typu i wymiaru wraz ze wszystkimi częściami	1 komplet do jednego silnika <sup>2)</sup>	1	0,5 kompletu do jednego silnika	–
6	Łożyska korbowodu				
6.1	Dolne łożyska korbowodu lub panewki każdego typu i wymiaru wraz ze śrubami, nakrętkami i zestawem przekładek	1 komplet do jednego cylindra	–	1 komplet do jednego cylindra	–
6.2	Górne łożyska korbowodu lub panewki każdego typu i wymiaru, wraz ze śrubami, nakrętkami i przekładkami	1 komplet do jednego cylindra	–	1 komplet do jednego cylindra	–
7	Tłok każdego typu i wymiaru wraz z częścią prowadzącą, pierścieniami, śrubami i nakrętkami	1	–	Tylko sworzeń z jego tulejami do jednego cylindra	–
8	Pierścienie tłokowe	1 komplet do jednego cylindra	1 komplet do jednego cylindra	1 komplet do jednego cylindra	–

1	2	3	4	5	6
9	Rury przegubowe lub teleskopowe do chłodzenia tłoków, z uszczelnieniami i innymi częściami składowymi	1 komplet do jednego cylindra	–	1 komplet do jednego cylindra	–
10	Smarownica (lubrykator) największego rozmiaru z urządzeniami do przeniesienia napędu	1	–	–	–
11	Pompy paliwowe				
11.1	Kompletna pompa paliwowa lub, w przypadku gdy istnieje możliwość wymiany części w warunkach okrętowych, pełny komplet części roboczych dla jednego członu pompy (nurnik, tuleja, zawory, sprężyny itp.)	1	–	1	–
11.2	Rura doprowadzająca paliwo od pompy do wtryskiwacza wraz ze złączami każdego typu i wymiaru	1	–	1	–
12	Turbodmuchawy <sup>3)</sup>				
12.1	Kompletny wirnik, wał, dysze i łożyska	1 komplet	–	–	–

**Uwagi do tabeli 2.1:**

- 1) Dla silników jednego typu podane zalecenia mają zastosowanie niezależnie od liczby silników zainstalowanych na okręcie („silniki jednego typu” oznaczają takie silniki, których części zapasowe są nawzajem zamienne).
- 2) Dla silników z jednym lub dwoma wtryskiwaczami w jednym cylindrze – pełna liczba kompletnych wtryskiwaczy.  
Dla silników mających trzy lub więcej wtryskiwaczy na jeden cylinder zalecane są po dwa kompletne wtryskiwacze na każdy cylinder, a dla pozostałej liczby wtryskiwaczy wszystkie części z wyjątkiem kadłubów.
- 3) Nie zaleca się dla silników spełniających wymagania punktu 2.4.1.

**Tabela 2.2**  
**Turbinowe silniki spalinowe napędu głównego <sup>1)</sup>**

Lp.	Nazwa części zapasowych	Ilość na okręt	
		okręty nieograniczonego rejonu żeglugi	okręty ograniczonego rejonu żeglugi
1	Kompletny wtryskiwacz	1 komplet	1 komplet
2	Urządzenie zapłonowe	1 komplet	1 komplet
3	Wkłady filtracyjne olejowe i paliwowe	1 komplet	1 komplet

**Uwagi do tabeli 2.2:**

- <sup>1)</sup> Dla silników jednego typu podane zalecenia mają zastosowanie niezależnie od liczby silników zainstalowanych na okręcie („silniki jednego typu” oznaczają takie silniki, których części zapasowe są nawzajem zamienne).

**Tabela 2.3**  
**Przekładnie i sprzęgła <sup>1)</sup>**

Lp.	Nazwa części zapasowych	Ilość na okręt	
		okręty nieograniczonego rejonu żeglugi	okręty ograniczonego rejonu żeglugi
1	Tuleje lub panewki łożysk nośnych, każdego typu i wymiaru	1 komplet do jednego łożyska	–
2	Segmenty łożyska oporowego przekładni z kompletem podkładek lub pierścienie oporowe każdego typu i wymiaru z kompletem podkładek dla jednej strony łożyska <sup>2)</sup>	1 komplet	–
3	Zewnętrzna i wewnętrzna bieżnia z elementami tocznymi (w przypadku ich zastosowania)	1 komplet	–

**Uwagi do tabeli 2.3:**

- <sup>1)</sup> Dla przekładni i sprzęgieł jednego typu podane zalecenia mają zastosowanie niezależnie od liczby przekładni i sprzęgieł zainstalowanych na okręcie („przekładnie i sprzęgła jednego typu” oznaczają takie, których części zapasowe są nawzajem zamienne).
- <sup>2)</sup> Jeżeli segmenty z obydwu stron łożyska oporowego są różne, to zaleca się komplety dla każdej strony.

**Tabela 2.4**  
**Wały napędowe i pędniki**

Lp.	Nazwa części zapasowych	Ilość na okręt	
		okręty nieograniczonego rejonu żeglugi	okręty ograniczonego rejonu żeglugi
1	2	3	4
1	Łożyska oporowe linii wałów <sup>1)</sup>		
1.1	Segmenty dla strony biegu naprzód w przypadku zastosowania łożysk segmentowych	1 komplet	–
1.2	Pierścienie oporowe dla strony biegu naprzód w przypadku zastosowania łożysk grzebieniowych	1 komplet	–
1.3	Łożysko rolkowe w przypadku zastosowania łożysk tocznych	1 komplet	–
2	Pędniki <sup>2)</sup>		
2.1	Skrzydła pędników cykloidalnych z kompletem elementów mocujących	2 szt. do każdego pędnika	–
2.2	Łożyska skrzydeł, elementy urządzenia nastawczego i elementy uszczelnienia (pierścienie, uszczelki) dla śrub o skoku nastawnym i pędników cykloidalnych	1 komplet na każdy pędnik	–
2.3	Części zapasowe do mechanizmów i urządzeń śrub o skoku nastawnym, pędników cykloidalnych i układów obsługujących je, poza podanymi w 2.1 i 2.2, w zależności od konstrukcji pędnika	według uzgodnienia z PRS	–

**Uwagi do tabeli 2.4:**

- <sup>1)</sup> Dla łożysk jednego typu podaną ilość zaleca się niezależnie od liczby łożysk zainstalowanych na okręcie.
- <sup>2)</sup> Dla okrętów ze wzmocnieniami lodowymi.