

Tadeusz Borkowski

## **Siłownie okrętowe**

**Notatki z wykładów część I**

<b>1. WIADOMOŚCI OGÓLNE .....</b>	<b>5</b>
1.1. POJĘCIE I CECHY SIŁOWNI OKRĘTOWEJ .....	5
1.2. GŁÓWNY UKŁAD NAPĘDOWY STATKU .....	5
<i>napęd główny bezpośredni - zalety i wady</i> .....	6
<i>Napęd główny pośredni - zalety i wady</i> .....	7
1.3. KRYTERIA PODZIAŁU SIŁOWNI OKRĘTOWYCH .....	8
1.4. POMOCNICZE ZESPOŁY ENERGETYCZNE, INSTALACJE SIŁOWNI OKRĘTOWYCH .....	10
1.5. WSKAŹNIKI I PARAMETRY SIŁOWNI OKRĘTOWYCH .....	12
<i>Wskaźniki energetyczne okrętowych napędów głównych</i> .....	13
<i>Wskaźniki energetyczne siłowni okrętowych</i> .....	17
<i>Wskaźniki masowe i objętościowe siłowni</i> .....	18
<b>2. INSTALACJE PALIWA CIEKŁEGO .....</b>	<b>22</b>
2.1. PALIWA CIEKŁE STOSOWANE W SIŁOWNIACH SPALINOWYCH .....	22
2.2. WYMAGANIA I CHARAKTERYSTYKA GŁÓWNYCH ELEMENTÓW INSTALACJI PALIWOWEJ .....	24
<i>Usytuowanie zbiorników paliwa</i> .....	24
<i>Awaryjne opróżnianie zbiorników</i> .....	25
<i>Przelewy i zbiornik przelewowy</i> .....	25
<i>Rury odpowietrzające</i> .....	26
<i>Rurociągi paliwowe</i> .....	26
2.3. INSTALACJE TRANSPORTOWE PALIWA .....	28
2.4. INSTALACJE OCZYSZCZAJĄCE PALIWA .....	31
2.5. INSTALACJE ZASILANIA SILNIKÓW PALIWEM .....	38
2.6. INSTALACJE ZASILANIA PALIWEM KOTŁÓW POMOCNICZYCH .....	52
<b>3. INSTALACJE OLEJU SMAROWEGO .....</b>	<b>54</b>
3.1. WYMAGANIA I CHARAKTERYSTYKA GŁÓWNYCH ELEMENTÓW INSTALACJI OLEJU SMAROWEGO 54	
<i>Zbiorniki i pompy</i> .....	54
3.2. INSTALACJE OLEJU CYLINDROWEGO SILNIKÓW SPALINOWYCH .....	61
<b>4. CHŁODZENIE SILNIKÓW OKRĘTOWYCH - WIADOMOŚCI PODSTAWOWE .....</b>	<b>67</b>
4.1. CEL I SKUTKI CHŁODZENIA .....	67
<i>Zadania układu chłodzenia silników okrętowych</i> .....	67
<i>Elementy silnika wymagające chłodzenia</i> .....	68
4.2. INSTALACJE CHŁODZENIA .....	71
<i>Chłodzenie bezpośrednie i pośrednie</i> .....	71
<b>5. INSTALACJA SPRĘŻONEGO POWIETRZA .....</b>	<b>80</b>
5.1. UKŁADY ROZRUCHOWE .....	83
<i>Instalacja roboczego powietrza rozruchowego</i> .....	84
<i>Instalacja powietrza sterowania wstępnego</i> .....	84
<i>Urządzenia i mechanizmy podstawowego układu rozruchowego</i> .....	85
<i>Zawory rozruchowe</i> .....	85
<i>Rozdzielacze powietrza</i> .....	88
5.2. GENERAL REQUIREMENTS OF CLASSIFICATION SOCIETIES .....	92
<i>Starting Air Receiver</i> .....	92
<i>Example of different propulsions</i> .....	93

<b>6. INSTALACJE PAROWE.....</b>	<b>96</b>
6.1. WYMAGANIA I CHARAKTERYSTYKA GŁÓWNYCH ELEMENTÓW INSTALACJI PAROWEJ.....	97
<i>Kotły</i> .....	97
<i>Pompy</i> .....	99
<i>Układ rurociągów</i> .....	99
<i>Instalacje parowe grzewcze</i> .....	100
6.2. OGRZEWANIE ZBIORNIKÓW I RUROCIĄGÓW.....	106
6.3. NIEKONWENCJONALNE ROZWIĄZANIA INSTALACJI PAROWYCH.....	110
<b>7. INSTALACJA SPALIN WYLOTOWYCH .....</b>	<b>115</b>
7.1. ESTIMATING BRAKE SPECIFIC EXHAUST GAS FLOW (BSEF).....	122
<i>How to obtain the BSEF:</i> .....	122
<i>Estimation of BSEF for CMCR</i> .....	122
7.2. ESTIMATING TEMPERATURE OF EXHAUST GAS AFTER TURBOCHARGER (TEAT).....	125
7.3. ESTIMATION OF EXHAUST GAS DENSITY AND PIPE DIAMETERS.....	127
7.4. EXHAUST GAS SYSTEM FOR MAN AND B&W ENGINES.....	130
<i>Installation</i> .....	131
<i>Insulation</i> .....	131
7.5. EXHAUST GAS EMISSION CONTROL.....	133
<b>8. INSTALACJE OGÓLNOOKRĘTOWE .....</b>	<b>135</b>
8.1. INSTALACJA ZĘZOWA.....	135
<i>Separator zęzowy</i> .....	136
8.2. INSTALACJA BALASTOWA.....	139
8.3. INSTALACJA PRZECIW POŻAROWA WODNA.....	141
<i>Niektóre wymagania przepisów do instalacji przeciw pożarowej wodnej</i> .....	143



# 1. WIADOMOŚCI OGÓLNE

## 1.1. POJĘCIE I CECHY SIŁOWNI OKRĘTOWEJ

Ogólnie siłownię statku stanowią zespoły maszyn i urządzeń wraz z łączącymi je rurociągami i armaturą, aparaturą sterowania i zabezpieczeń oraz aparaturą kontrolno-pomiarową. Zespoły te służą do zamiany części energii chemicznej lub jądrowej, zawartej w paliwie) na inne jej postacie (energia mechaniczna, elektryczna, energia w postaci ciepła i sprężonych płynów).

Potocznie pod pojęciem siłowni okrętowej rozumiemy wydzieloną wodoszczelną część kadłuba, w której znajdują się silnik lub silniki napędu głównego, elektrownia statku, urządzenia i maszyny pomocnicze niezbędne do zapewnienia prawidłowej pracy silników napędu głównego, ruchu statku, zasilania urządzeń sterowych nawigacyjnych, ratunkowych, dźwigowych) cumowniczych i innych, zapewnienie działania różnych instalacji okrętowych, a także zapewnienia potrzeb bytowych załogi i ewentualnych pasażerów.

Zdecydowana większość wyposażenia maszynowego statku znajduje się w siłowni. Tylko stosunkowo nieliczne urządzenia i mechanizmy, jak np. maszyna sterowa, wciągarki pokładowe (windy) dźwignice, żurawie ładunkowe (dźwigi), awaryjny zespół prądotwórczy, ewentualnie chłodnia oraz urządzenia klimatyzacyjne, mieszczą się poza siłownią.

Na statkach towarowych siłownia mieści się zazwyczaj w jednym przedziale wodoszczelnym.

Zasadniczą częścią siłowni jest główny układ napędowy, który dostarcza energii zapewniającej ruch statku. Pozostałe układy energetyczne występujące w siłowni nazywamy pomocniczymi. Ich zadaniem jest dostarczenie energii koniecznej dla pracy urządzeń i mechanizmów obsługujących główny układ napędowy, a także dla wszystkich innych urządzeń i odbiorników energii na statku.

W przedziale siłowni wyodrębnia się oddzielne pomieszczenia, w których instaluje się grupy urządzeń o określonym przeznaczeniu, np. przedział centrali manewrowo-kontrolnej (CMK), przedział zespołów prądotwórczych (elektrownia statku), urządzenia oczyszczające paliwo i oleje smarowe, tzw. przedział wirówek.

Na zbiornikowcach w oddzielnym pomieszczeniu wodoszczelnym grupuje się pompy ładunkowe tworząc przedział pompowy tzw. pompownie.

Wyodrębnianie grup urządzeń i mechanizmów w oddzielnych pomieszczeniach w siłowni ma na celu większe bezpieczeństwo (np. przeciwpożarowe).

## 1.2. GŁÓWNY UKŁAD NAPĘDOWY STATKU

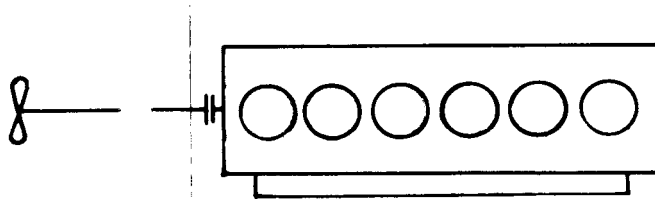
W skład głównego układu napędowego statku wchodzi następujące mechanizmy i urządzenia, także zwane głównymi:

- silniki główne (wysokoprężne tłokowe spalinowe) turbiny parowe, turbozespoły spalinowe,
- urządzenia zapewniające realizację obiegu termodynamicznego silników głównych, (np. w przypadku turbin parowych kotły główne bądź reaktory jądrowe, skraplacze główne),
- sprzęgła (włączanie i wyłączanie napędu linii wałów oraz ewentualna zmiana kierunku ich obrotów),
- przekładnia (redukcja prędkości obrotowej) napędu głównego.
- linie wałów (przekazywanie energii silników głównych do pędników okrętowych),
- pędniki (śruby okrętowe),
- urządzenia sterowania i kontroli pracy głównego układu napędowego.

## NAPĘD GŁÓWNY BEZPOŚREDNI - ZALETY I WADY

Jeżeli napęd główny zapewnia silnik wolnoobrotowy, wtedy z reguły napęd śruby jest bezpośredni, a cały układ napędowy przeważnie ogranicza się do jednego zespołu napędowego zamontowanego w płaszczyźnie symetrii statku. Występuje tylko jedna śruba napędowa, a jej obroty są identyczne jak obroty silnika głównego.

We współczesnych siłowniach statków towarowych w ogromnej większości (ok.70%) jest stosowany napęd bezpośredni wysokoprężnymi tłokowymi silnikami wolnoobrotowymi. Stosowany jest na statkach różnych typów, różnego przeznaczenia i wielkości, począwszy od małych jednostek ok. 1500 ton nośności, do największych, rzędu kilkuset tysięcy ton nośności. Są to doładowane, dwusuwowe silniki nawrotne (rewersyjne), rzędowe, o liczbach cylindrów od 4 do 12. Z reguły wbudowane są w nich łożyska oporowe.



Rys. 1.1: Bezpośredni napęd statku wolnoobrotowym silnikiem tłokowym.

Siłownie z napędem głównym wolnoobrotowymi tłokowymi silnikami (napęd śrub okrętowych bezpośredni), o nominalnych prędkościach obrotowych od ok. 60 do ok. 200 obr/min są współcześnie najczęściej stosowane ze względu na następujące zalety:

- osiągają najwyższe z możliwych sprawności ogólnych,
- przystosowane są do spalania najtańszego paliwa, oleju napędowego ciężkiego,
- prostota konstrukcji i eksploatacji oraz duża żywotność i niezawodność silników, a tym samym i całego napędu,
- moce wolnoobrotowych tłokowych silników spalinowych napędu głównego sięgają obecnie do ok. 70000 kW.

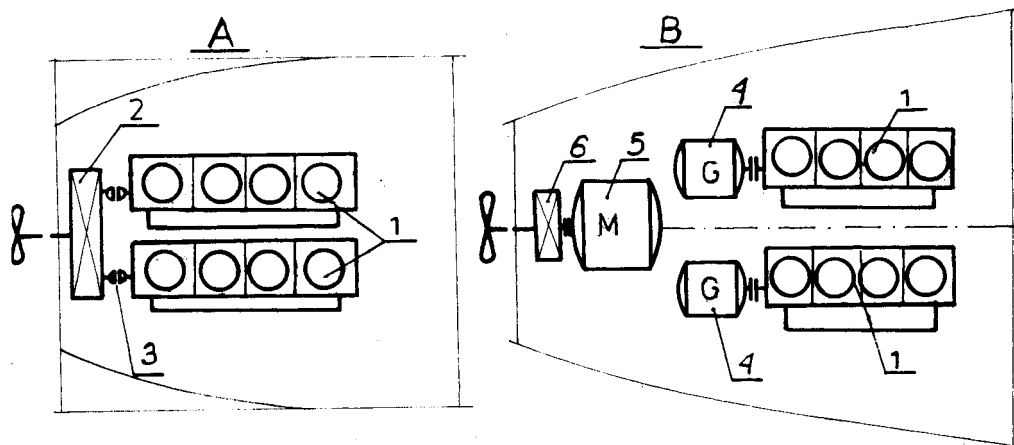
Wadami tego rodzaju napędu są:

- duże ciężary i objętości (najwyższe wskaźniki masowe i objętościowe),
- wysoko znajdujący się środek ciężkości silnika, co w przypadku mniejszych statków może stwarzać kłopoty ze statecznością
- stosunkowo duży koszt budowy siłowni wynikający z konieczności demontażu i ponownego montażu silnika na statku podczas budowy,
- konieczność budowy wysokiej siłowni, jako że silnik wolnoobrotowy jest wysoki.

## NAPĘD GŁÓWNY POŚREDNI - ZALETY I WADY

Jeśli napęd główny stanowi silnik, względnie silniki średnioobrotowe, wtedy w przypadku dużych statków towarowych napęd śruby (śrub) zawsze jest pośredni poprzez przekładnię redukującą wielkość obrotów. Są to średnioobrotowe, doładowane, wysokoprężne silniki spalinowe, przeważnie czterosuwowe o prędkościach obrotowych od około 400 do ok. 600, a nawet do 1000 obr/min, z możliwością spalania oleju ciężkiego. Stosowane są silniki rzędowe lub widlaste, a liczba cylindrów wynosi od 6 do 24. Ich masy jednostkowe mieszczą się w granicach 8-30 kg/kW. Jedną śrubę poprzez przekładnię napędzają 1, 2, 3 lub nawet 4 silniki.

Pomiędzy silnikami a przekładnią mechaniczną instaluje się sprzęgła elastyczne by chronić przekładnię mechaniczną przed szybkim zużywaniem się wskutek nierówności momentu obrotowego tłokowych silników spalinowych. Jeśli silników jest więcej niż jeden, wtedy sprzęgło musi być równocześnie rozłączne, by umożliwić wyłączenie z pracy poszczególnych silników w razie mniejszego obciążenia śruby, czy też w razie awarii któregoś z nich.



Rys 1.2: Napęd główny statku pośredni: A - z przekładnią mechaniczną, B - z przekładnią elektryczną, 1 - silnik główny (średnio lub szybkoobrotowy), 2 - przekładnia mechaniczna z łożyskiem oporowym, 3 - sprzęgło rozłączne, podatne, 4 - prądnica; 5 - silnik elektryczny napędu głównego, 6 - przekładnia redukcyjna (mechaniczna z łożyskiem oporowym)

Zmiana kierunku prędkości obrotowej śruby przy tego rodzaju napędzie jest realizowana dla mniejszych mocy przeważnie przez zastosowanie przekładni nawrotnej (rewersyjnej) a dokładniej rozłączno-nawrotnej, tzn. z możliwością odłączania (wysprzęglania) napędu śruby, a następnie uruchomienia jej obrotów w kierunku przeciwnym, przy niezmiennie pracujących silnikach ciągle w jednym kierunku (silniki nienawrotne).

W razie silników dużej mocy także stosuje się silniki nienawrotne i śruby nastawne. Ale niekiedy bywa, że stosowane są nawrotne w przypadku śrub o skoku ustalonym (stałym). Wtedy, jeśli na przekładnię pracuje więcej niż jeden silnik, konieczne jest zabezpieczenie gwarantujące prędkość obrotową w tym samym kierunku wszystkich silników zasprzęglonych. Wówczas manewr przejścia na obroty przeciwnie jest realizowany poprzez odłączenie silników od przekładni i przesterowanie ich na ruch obrotowy w odwrotnym kierunku. Specjalne urządzenie blokujące pozwala na włączenie ponownie do napędu tylko silników odpowiednio przesterowanych.

Jeśli jest stosowana przekładnia elektryczna, zmiana kierunku obrotów śruby realizowana jest na drodze elektrycznej.

Obecnie napęd pośredni silnikami średnioobrotowymi stanowi ok. 25% mocy napędu wszystkich statków. Procentowy spadek, w latach osiemdziesiątych, liczby nowo budowanych statków z tego rodzaju napędem wynika m.in. z faktu późniejszego przystosowania silników średnioobrotowych do pracy na oleju napędowym ciężkim.

Główne zalety napędu pośredniego tłokowymi silnikami spalinowymi poprzez przekładnię mechaniczną w porównaniu do napędu bezpośredniego stanowią:

- możliwość doboru optymalnej prędkości obrotowej śruby napędowej i tym samym ewentualne podwyższenie jej sprawności,
- bardziej ekonomiczna praca układu wielosilnikowego w razie mniejszego zapotrzebowania mocy dzięki możliwości wyłączenia z pracy poszczególnych silników, tzn. łatwość dostosowania mocy napędu do zmiennych obciążeń; możliwość wielowariantowego wykorzystania silników układu napędowego,
- większa gotowość eksploatacyjna; mniejsza masa silników i całej siłowni,
- obniżenie środka ciężkości siłowni, co zwiększa stateczność statku, szczególnie ważne dla małych statków,
- możliwość znacznego obniżenia siłowni co jest istotne dla statków rybackich, statków typu ro-ro, promach i statkach pasażerskich,
- możliwość znacznej koncentracji dość dużej mocy przy ograniczonej objętości siłowni, co pozwala na budowanie jednostek szybkich,
- możliwość uzyskiwania dużej mocy na wale śrubowym poprzez łączenie w jeden zespół kilku silników,
- duża niezawodność pracy układu napędowego i większa pewność ruchowa oraz bezpieczeństwo statku nawet w razie uszkodzenia jednego z silników,
- niższy koszt oraz skrócenie czasu montażu siłowni jako że mniejsze silniki napędu głównego są wstawiane przeważnie w całości,
- łatwiejsze remonty z uwagi na mniejszą masę oraz wymiary elementów i podzespołów silników.

Jako wady napędu pośredniego w odniesieniu do bezpośredniego należy wymienić:

- gorszą sprawność samych silników średnioobrotowych w porównaniu z wolnoobrotowymi,
- dodatkowe straty w przekładni i w sprzęgłach,
- większą awaryjność w porównaniu z silnikami wolnoobrotowymi,
- mniejszą żywotność oraz większe koszty remontów,
- większe zużycie oleju smarowego (silniki bezwodzikowe),
- wyższy poziom hałasów i drgań,
- trudniejszą obsługę podczas eksploatacji, jako że więcej jest silników,
- czasy pracy tego rodzaju silników do remontu kapitalnego są krótsze niż silników wolnoobrotowych.

Na jednostkach specjalnych, gdzie wymagane są większe zdolności manewrowo-ruchowe, bądź występują różne warianty obciążenia siłowni, przeważnie stosuje się napęd pośredni z przekładnią elektryczną (napęd spalinowo-elektryczny).

Duża elastyczność wykorzystania mocy tego rodzaju układu napędowego sprawiła, że jest on stosowany na lodołamaczach, pogłębiarkach i w ogóle na statkach górnictwa podwodnego, na, promach, a nawet na statkach rybackich.

### **1.3. KRYTERIA PODZIAŁU SIŁOWNI OKRĘTOWYCH**

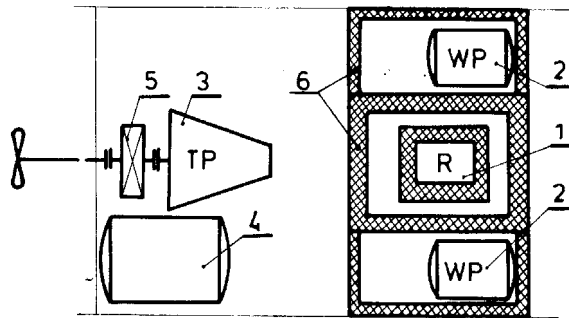
Kryteria podziału (klasyfikacji) siłowni okrętowych:

- I. rodzaj używanego paliwa,
- II. rodzaj czynnika roboczego w silnikach napędu głównego,
- III. rodzaj silników głównych,
- IV. sposób przeniesienia napędu na pędniki i liczba pędników.
- V. liczbę pędników (śrub napędowych).



### I. Ze względu na rodzaj paliwa rozróżniamy:

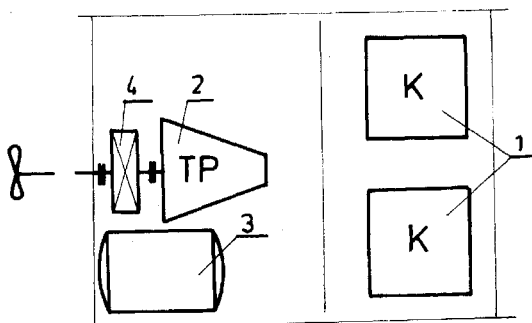
- Siłownie konwencjonalne, energię do napędu statków uzyskuje się ze spalania oleju ciężkiego czy też napędowego.
- Siłownie jądrowe, stosowany jest wzbogacony izotop uranu  $U^{236}$ , który w kontrolowanej reakcji jądrowej w reaktorze atomowym przekazuje ciepło rozpadu chłodziwu reaktora (np. płynny sól, woda), a ten z kolei udziela go w tzw. wytwornicach pary właściwemu czynnikowi roboczym - wodzie, wytwarzając parę wodną.



Rys. 1.3: Główne podzespoły napędu głównego siłowni jądrowej statku, 1 - reaktor jądrowy; 2 - wytwornica pary; 3 - turbina parowa; 4 - skraplacz; 5 - przekładnia redukcyjna wraz z łożyskiem oporowym; 6 - osłona pochłaniająca promieniowanie

### II. Ze względu na czynnik roboczy siłownie dzielimy na:

- Siłownie parowe, czynnik roboczy - para wodna, wytwarzana jest w kotłach siłowni konwencjonalnych czy też w wytwornicach pary siłowni jądrowych. Mając podwyższone ciśnienie i temperaturę para rozpręża się w turbinach parowych, pośrednio dając napęd statku.
- Siłownie spalinowe, czynnik roboczy jest spalany, powstałe gazy ze spalania paliwa ciekłego lub gazowego w cylindrach tłokowych silników spalinowych lub komorach spalania turbozespołów spalinowych, mając podwyższone ciśnienie i temperaturę, rozprężają się w cylindrach tłokowych silników spalinowych czy też w turbinach gazowych, dając pośrednio napęd statku.
- Siłownie kombinowane o różnych czynnikach roboczych parowo-spalinowe lub spalinowe-parowe. W siłowniach kombinowanych o różnych czynnikach roboczych występują dwa rodzaje czynników, para wodna i spaliny, odpowiednio ekspandujące w turbinach parowych i w tłokowych silnikach spalinowych, bądź w turbozespołach spalinowych.



Rys. 1.4: Główne podzespoły napędu głównego statku z turbiną parową: 1 - kocioł parowy; 2 - turbina parowa; 3 - skraplacz; 4 - przekładnia redukcyjna prędkości

III. Ze względu na rodzaj silników napędu głównego rozróżniamy:

- siłownie z turbinami parowymi (TZP),
- siłownie z tłokowymi silnikami spalinowymi (TSS),
- siłownie z turbozespołami spalinowymi (TZS),
- siłownie z silnikami turbodozrutowymi (STO),
- siłownie kombinowane: TSS+TZS; TZS+TZS; TZP+TZS; TSS+STO; TZS+STO.

IV. Ze względu na sposób przeniesienia napędu na pędniki, siłownie dzielimy na dwie grupy:

- siłownie o napędzie bezpośrednim,
- siłownie o napędzie pośrednim, z przełożeniem:
  - mechanicznym,
  - elektrycznym,
  - hydraulicznym.

V. Ze względu na liczbę pędników (śrub napędowych) wyróżniamy:

- siłownie jednowałowe,
- siłownie wielowałowe.

#### **1.4. POMOCNICZE ZESPOŁY ENERGETYCZNE, INSTALACJE SIŁOWNI OKRĘTOWYCH**

Siłownia okrętowa poza napędem głównym statku musi zapewnić także energię elektryczną, energię w postaci ciepła oraz energię w postaci gazów i cieczy o podwyższonym ciśnieniu. Te rodzaje energii służą do:

- obsługi pracy głównego układu napędowego,
- do zapewnienia ruchu i manewrów statku,
- zapewnienia jego żywotności, szczególnie niezatapialności i ochrony przeciwpożarowej,
- zabezpieczenia przewożonego ładunku,
- załadunku i wyładunku,
- stworzenia odpowiednich warunków bytowych dla załogi i pasażerów,
- spełnienia wymogów ochrony środowiska,
- zapewnienia łączności statku ze światem,
- innych mniej ważnych czynności oraz zadań, jakie wynikają z funkcji statku.

Dlatego też w siłowni poza głównym układem napędowym znajduje się wiele różnych maszyn, mechanizmów, urządzeń, układów, zespołów oraz instalacji. Jeśli ograniczyć się do siłowni spalinowych, ważniejsze z nich stanowią:

I. Elektrownia okrętowa (źródło prądu elektrycznego).

Energia elektryczna konieczna jest do napędu maszyn pomocniczych i zasilania urządzeń służących do obsługi silników głównych, do napędu wszystkich innych maszyn w siłowni i poza nią, a także do zasilania urządzeń ogólnookrętowych, nawigacyjnych, łączności, kuchni, sprzętu gospodarczego, dla oświetlenia, itp.

W siłowniach, gdzie napęd główny stanowią wolnoobrotowe tłokowe silniki spalinowe bądź średnioobrotowe o mniejszych prędkościach obrotowych konieczna jest energia elektryczną do napędu maszyn pomocniczych obsługujących te silniki (np. pompy, sprężarki), gdyż muszą one być niezależne od silników głównych (napędzane są silnikami elektrycznymi).

Natomiast w przypadku silników średnioobrotowych o wyższych prędkościach obrotowych i zawsze w przypadku szybkoobrotowych ta potrzeba nie występuje, gdyż wszystkie urządzenia i maszyny obsługujące pracę tych silników (np. pompy, chłodnice, filtry), zamontowane są na tychże

silnikach i napędzane są mechanicznie bezpośrednio od nich. Natomiast ewentualne rezerwowe maszyny i urządzenia służące do ich obsługi instalowane są oddzielnie i mają napęd niezależny - elektryczny.

Energia elektryczna wytwarzana jest kilkoma sposobami. Mogą to być:

- niezależne zespoły prądowców, tzn. prądnice napędzane przez oddzielne tłokowe silniki spalinowe, czy też nawet turbos zespoły spalinowe,
- utylizacyjne turboprądnice (prądnice napędzane przez turbiny parowe zasilane parą z kotła utylizacyjnego, lub przez utylizacyjne turbiny spalinowe),
- prądnice wałowe (prądnice napędzane bezpośrednio od silnika głównego, bądź też od przekładni czy też linii wałów).

## II. Kotły parowe pomocnicze oraz instalacja pary pomocniczej.

Energia w postaci ciepła, której nośnikiem jest para wodna, konieczna jest do:

- podgrzewania oleju ciężkiego w zbiornikach zapasowych,
- podgrzewania paliwa podczas jego przygotowywania do użycia,
- podgrzewania oleju smarowego przed uruchomieniem silników,
- podgrzewania w czasie oczyszczania (odwirowywania) paliw i olejów smarowych,
- produkcji wody słodkiej z wody morskiej,
- ogrzewania pomieszczeń bytowych statku,
- do czyszczenia (parowania) zbiorników oleju i paliwa,
- do kuchni oraz do innych celów gospodarczych.

W siłowniach z silnikami spalinowymi, podczas postoju statku (w porcie, na redzie) oraz przy małych prędkościach pływania parę produkują kotły pomocnicze (niezależne) opalane z reguły tym samym paliwem co silniki główne. W morzu, podczas normalnej pracy silników napędowych głównych, parę produkują kotły utylizacyjne ogrzewane spalinami wylotowymi z tych silników. Kotły pomocnicze występują więc w następujących postaciach:

- kotły pomocnicze niezależne - opalane olejem opałowym,
- pomocnicze kotły utylizacyjne - wykorzystujące ciepło spalin wylotowych silników głównych,
- kotły pomocnicze kombinowane – będące konstrukcyjnym połączeniem dwóch wyżej wymienionych typów.

## III. Wyparowniki wody słodkiej (produkcja wody słodkiej z wody morskiej).

## IV. Urządzenia ochrony środowiska:

- oczyszczalnie wody zęzowej,
- urządzenia obróbki fekaliów,
- urządzenia do spalania odpadów stałych i ciekłych.

## V. Urządzenia chłodni i klimatyzacji.

## VI. Instalacje obsługujące silniki główne i pomocnicze, kotły parowe i inne mechanizmy bądź urządzenia siłowni:

- wody chłodzącej słodkiej i zaburtowej,
- oleju smarowego,
- paliwa,
- sprężonego powietrza,
- pary pomocniczej.

#### VII. Instalacje ogólnokrętowe:

- zęzowa,
- balastowa,
- przeciwpożarowa (wodna, parowa, CO<sub>2</sub>),
- sprężonego powietrza,
- sanitarna.

#### VIII. Układy automatyzacji siłowni oraz kontroli jej parametrów pracy i awaryjnych zabezpieczeń.

### 1.5. WSKAŹNIKI I PARAMETRY SIŁOWNI OKRĘTOWYCH

W czasie projektowania i eksploatacji siłowni okrętowych występuje potrzeba ich analiz, porównywania różnych rozwiązań oraz oceny merytorycznej. Pomocne w tym są wskaźniki charakteryzujące (umownie) układy napędu głównego, elektrownie okrętowe i całe siłownie.

Wskaźniki te nie są uniwersalne, a każdy z nich charakteryzuje siłownię, czy też tylko układ napędowy, w jakimś aspekcie (tylko pod jakimś względem).

Najważniejsze wskaźniki z nich to:

- Ekonomiczne - ekonomika pracy siłowni w dominującym stopniu decyduje o wynikach finansowych statku, a przede wszystkim o kosztach paliwa, oleju smarowego, amortyzacji, kosztach załogowych i innych kosztach materiałowych.
- Eksploatacyjne - to między innymi niezawodność pracy siłowni, przeciążalność silników napędu głównego, zdolność wykonywania manewrów, dopuszczalne okresy międzyremontowe i koszty tych remontów.
- Energetyczne – na przykład: sprawności, jednostkowe zużycie paliwa, moce i momenty, jako że decydują o prędkości statku, tym samym - chociaż pośrednio decydują także o jego efektach ekonomicznych.

Poza wymienionymi trzema rodzajami wskaźników występuje wiele innych, dotyczących siłowni okrętowych np. wskaźniki:

- masowe i gabarytowe (jednostkowe masy i jednostkowe gabaryty) silników, mechanizmów, urządzeń, instalacji oraz całych siłowni - szczególnie przydatne na etapie projektowania,
- technologiczności,
- standaryzacji,
- unifikacji,
- ergonomiczne,
- dopuszczalnych poziomów drgań w siłowni,
- hałasu,
- mikroklimatu, to znaczy temperatury, wilgotności i zanieczyszczeń powietrza.

Dla tak złożonych i różnorodnych układów technicznych, jakimi są siłownie okrętowe, wskaźniki te muszą być ściśle zdefiniowane i jednoznacznie interpretowane. W przeciwnym razie mogą zaistnieć poważne przekłamania, tym bardziej, że występują także pewne zbieżności w nazewnictwie (np. sprawność napędowa i sprawność napędu).

Wielkość siłowni okrętowej określa przede wszystkim moc głównego lub głównych silników napędzających śrubę czy też śruby. Jest ona zazwyczaj oznaczona symbolem P, a jednostką jest kilowat kW. Uprzednio, moc silników podawana była najczęściej w postaci mocy wewnętrznej, czyli mocy rozwijanej wewnątrz silnika przez czynnik roboczy. Obecnie ogólnie przyjętym wskaźnikiem mocy silnika jest moc na sprzęgle, (tzn. moc oddawana przez silnik na zewnątrz) P<sub>e</sub>, zwana też mocą użyteczną lub efektywną silnika. Moc na sprzęgle jest mniejsza od mocy wewnętrznej o straty mechaniczne silnika. Dla silników wolnoobrotowych napędzających bezpośrednio śrubę, moc na sprzęgle równa jest mocy oddawanej na wał napędowy.

W przypadku silników średnio i szybkoobrotowych zwykle jest konieczne stosowanie przekładni, a wówczas moc przekazywana na wał jest mniejsza od mocy na sprzęgle o straty w przekładni.

Moc przekazywana śrubie okrętowej jest mniejsza od mocy na wale o straty linii wału, moc tę nazywamy mocą na stożku śruby. Z kolei dalsze straty napędowe są związane z pracą śruby i tylko część mocy dostarczanej do śruby, zostaje efektywnie wykorzystana do napędu statku, tzn. do pokonania jego oporów ruchu. Ta część mocy jest określana jako moc holowania.

Moc użyteczną lub efektywną (zewnętrzną), tłokowych silników spalinowych, jeśli ma być dokładnie pomierzona, mierzy się na hamowniach. W warunkach eksploatacyjnych siłowni okrętowych, moc określa się na wale pośrednim za pomocą torsjometru, poprzez pomiar momentu obrotowego i prędkości obrotowej. Ten sposób pomiaru może być obarczony błędem nawet do ok. 3%.

Podobnie jak moc, dzielimy moment obrotowy silnika i wyróżniamy:

- moment użyteczny,
- moment na wale,
- moment na stożku śruby.

Między momentem a mocą oraz prędkością obrotową zachodzi zależność:

$$T_{\text{tq}} = \frac{P_e}{\omega} = \frac{P_e}{2 \cdot \pi \cdot n}$$

$T_{\text{tq}} - [\text{Nm}]$ ,

$P_e - [\text{N}]$ ,

$\omega - [\text{rad}]$ ,

$n - [\text{s}^{-1}]$ .

## WSKAŹNIKI ENERGETYCZNE OKRĘTOWYCH NAPĘDÓW GŁÓWNYCH

Stopień wykorzystania energii dostarczonej do wykonania pracy mechanicznej nazywany jest sprawnością. Sprawność jest miernikiem strat zachodzących w siłowni jako całości, bądź w poszczególnych maszynach i urządzeniach wchodzących w jej skład. Zwykle wyodrębnia się straty o podobnym charakterze, nadając im odpowiednie nazwy.

Sprawność jest wskaźnikiem energetycznym, a pośrednio eksploatacyjnym i ekonomicznym, gdyż stopień wykorzystania energii świadczy o walorach eksploatacyjnych maszyny i o kosztach jej eksploatacji.

Punktem wyjścia dla określenia sprawności siłowni okrętowej jest ilość energii  $Q_p$  [kJ] jaką można by uzyskać z zupełnego i całkowitego spalania dostarczonego paliwa, przy czym z reguły przyjmujemy dolną wartość opałową paliwa.

$$Q_p = B \cdot W_d$$

$B$  - ilość spalanego paliwa [kg],

$W_d$  - dolna wartość opałowa paliwa [J/kg].

Niezależnie od rodzaju silnika cieplnego, przetwarzającego energię cieplną na energię mechaniczną, dostarcza się w czynniku roboczym pewną ilość energii cieplnej -  $Q_d$ .

W wyniku procesów termodynamicznych część tej energii zostanie zamieniona na energię mechaniczną.

Zgodnie z II zasadą termodynamiki sprawność teoretyczna (termodynamiczna) tej zamiany wyrazi się wzorem:

$$\eta_t = \frac{L_t}{Q_d}$$

$L_t$  - teoretyczna praca obiegu [Nm],

$Q_d$  - energia doprowadzana do czynnika w rzeczywistym obiegu pracy [J].

Przy czym:

$$Q_d = Q_p - Q_{ns}$$

$Q_{ns}$  – straty ciepłe spowodowane niezupełnym i niecałkowitym spalaniem paliwa i ewentualną dysocjacją w cylindrze silnika podczas jednego obiegu pracy [J].

W przypadku tłokowych silników spalinowych wielkość wyżej wymienionych jest stosunkowo niewielka i w praktycznych obliczeniach przeważnie przyjmuje się, że  $Q_d = Q_p$

Wtedy:

$$\eta_t \cong \frac{L_t}{B \cdot W_d}$$

Wskutek nieuniknionych strat wewnętrznych w silniku cieplnym, część energii zostaje rozproszona (wymiana ciepła z otoczeniem, nieszczelności, zawirowania czynnika roboczego, straty dławienia przy jego przepływach itp.). Ujmuje to współczynnik sprawności wewnętrznej (indykowanej).

$$\eta_i = \frac{L_i}{L_t} = \frac{P_i}{P_t}$$

$L_i$  – praca indykowana

Straty mechaniczne w silniku, takie jak tarcie w łożyskach wałów silnika, tarcie w cylindrach itp. oraz pobór mocy przez mechanizmy zawieszane na silniku powodują że moc użyteczna (efektywna) silnika, oddawana przez silnik, jest mniejsza od mocy indykowanej (wewnętrznej). Określa to współczynnik sprawności mechanicznej silnika.

$$\eta_m = \frac{L_e}{L_i} = \frac{P_e}{P_i}$$

$P_e$  – moc użyteczna (efektywna) silnika mierzona na końcówce wału poboru mocy.

Następne straty występują w przekładni i sprzęgle. Określa to współczynnik sprawności przekładni (mechanicznej, elektrycznej, hydraulicznej) sprzęgła.

$$\eta_r = \frac{L_w}{L_e} = \frac{P_w}{P_e}$$

$P_w$  - moc na wale (mierzona za przekładnią).

Można również dzielić straty w samej przekładni -  $\eta_{rp}$  i w sprzęgle -  $\eta_{sp}$ , wprowadzając sprawność przekładni i sprawność sprzęgła. Wówczas:

$$\eta_r = \eta_{rp} \cdot \eta_{sp}$$

W przypadku przekładni elektrycznej:

$$\eta_{re} = \eta_g \cdot \eta_{sc} \cdot \eta_{sp}$$

$\eta_g$  - sprawność prądnicy (generatora),

$\eta_{sc}$  - sprawność sieci elektrycznej,

$\eta_{sp}$  - sprawność silnika elektrycznego.

Z kolei straty w linii wałów (tarcie w łożysku oporowym, w dławnicach, w łożyskach nośnych, w łożyskach pochwy i uszczelnieniach wału śrubowego) ujmuje współczynnik sprawności linii wałów.

$$\eta_w = \frac{L_s}{L_w} = \frac{P_s}{P_w}$$

$P_s$  - moc na stożku śruby - pobierana przez śrubę.

Występują również straty napędowe wynikające z faktu, że tylko część energii dostarczanej na stożek śruby wykorzystywana jest do wytworzenia siły naporu. Pozostała jej część zużyta zostaje nieefektywnie m.in. na pokonanie oporów tarcia skrzydeł śruby i nadanie przyspieszenia wodzie. Określa to współczynnik sprawności napędowej śruby lub pędnika.

$$\eta_h = \frac{L_h}{L_s} = \frac{P_h}{P_s}$$

$P_h$  - moc holowania statku.

Mocą holowania -  $P_h$  nazywamy iloczyn oporu statku holowanego (bez śruby)  $R$  [N] i prędkości  $v$  [m/s].

$$P_h = R \cdot v$$

W przypadku napędu statku ze śrubą, jeśli ma on poruszać się z prędkością  $v$ , śruba musi wytworzyć siłę naporu  $T$ , przy czym:

$$T \geq R$$

Wielkość strat i sprawności rzutuje bezpośrednio na jednostkowe zużycie paliwa, które jest ilością paliwa zużytego przez silnik w ciągu 1 godziny na 1 kilowat mocy. Zwykło się używać następujących oznaczeń dotyczących jednostkowego zużycia paliwa przez silniki główne w siłowniach okrętowych:

$$b_i = \frac{B_h}{P_i}$$

$b_i$  - jednostkowe zużycie paliwa odpowiadające mocy indykowanej w ciągu godziny [g/kW·h]

$b_e$  - jednostkowe zużycie paliwa odpowiadające mocy użytecznej (efektywnej) w ciągu

$$b_e = \frac{B_h}{P_e}$$

godziny [g/kW·h],

$$b_w = \frac{B_h}{P_w}$$

$b_w$  - jednostkowe zużycie paliwa odpowiadające mocy na wale w ciągu godziny [g/kW·h].

gdzie:

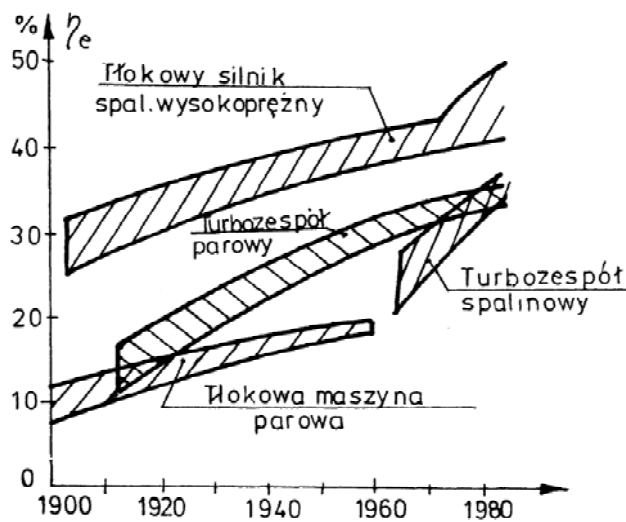
$B_h$  - godzinowe zużycie paliwa przez silnik [kg/h],

$P_i$  - moc indykowana (wewnętrzna) [kW],

$P_e$  - moc użyteczna (efektywna) [kW],

$P_w$  - moc na wale [kW].

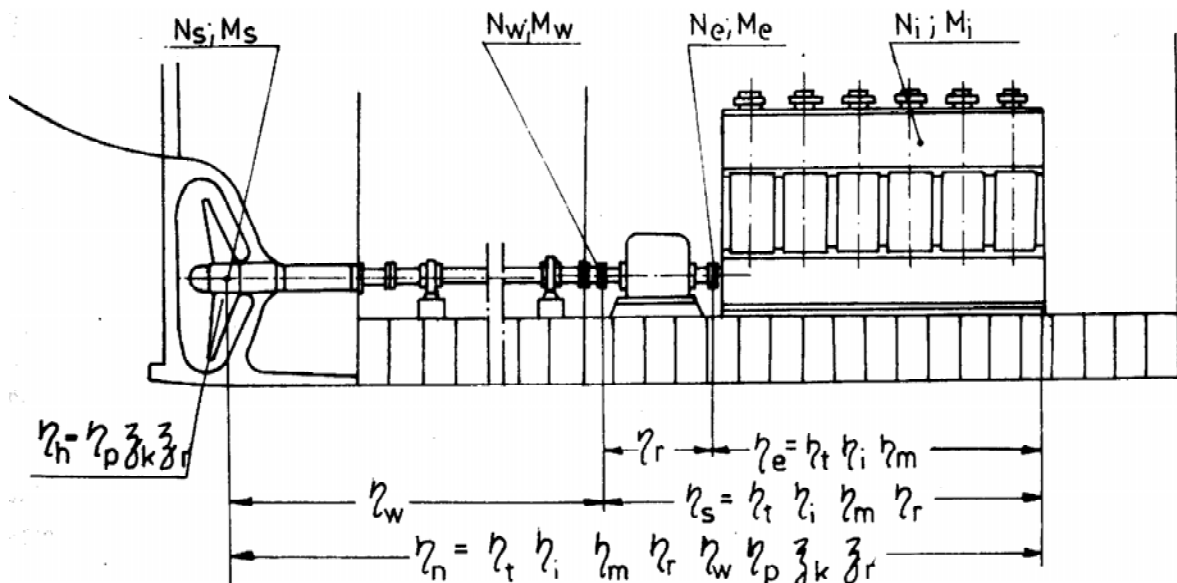
Sprawność ogólna silnika i jego jednostkowe zużycie paliwa zależą od typu silnika i jego rozwiązania konstrukcyjnego. Współzawodnictwo pomiędzy różnymi rodzajami silników głównych napędów okrętowych trwało od lat i trwa nadal, przyczyniając się do ich rozwoju. Zasadniczym kryterium tego współzawodnictwa jest sprawność, stale polepszająca się w miarę upływu lat. Daje to w efekcie ciągle zmniejszanie się jednostkowego zapotrzebowania energii cieplnej dla uzyskania jednostki mocy, tzn. zmniejszenia się jednostkowego zużycia paliwa.



Rys.1.5: sprawności ogólne okrętowych silników napędu głównego

Sprawność napędu przedstawia stopień wykorzystania energii zawartej w paliwie do napędu statku i określa wszystkie straty występujące w układzie napędowym. Wyraża się stosunkiem energii wykorzystanej dla pokonania oporów pływania statku do energii zawartej w spalonym paliwie:

$$\eta_n = \frac{L_h}{Q_p} = \eta_e \cdot \eta_r \cdot \eta_w \cdot \eta_h$$



Rys. 1.6: Miejsca przypisane określonym pojęciom mocy, momentu i sprawności zespołu napędowego statku.



## WSKAŹNIKI ENERGETYCZNE SIŁOWNI OKRĘTOWYCH

Sprawność siłowni jest to stosunek energii równoważnej pracy na wale napędu głównego do energii zawartej w spalonym paliwie użytym do napędu wszystkich mechanizmów siłowni.

$$\eta_s = \frac{L_w}{\Sigma Q_p}$$

Gdzie:  $\Sigma Q_p$  – całkowita ilość energii cieplnej w paliwie dostarczona w siłowni ( silniki główne i pomocnicze, kotły);  $L_w$  - energia równoważna pracy na wale napędu głównego

Analogicznie wskaźnik jednostkowego zużycia paliwa przez siłownię:

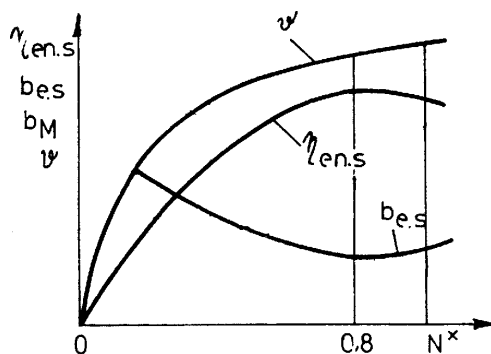
$$b_s = \frac{\Sigma B_h}{P_w}$$

Ogólna sprawność energetyczna siłowni  $\eta_{en.s}$  :

$$\eta_{en.s} = \frac{(P_w + P_{el}) \cdot 3600 + Q}{\Sigma B_h \cdot W_d}$$

$P_{el}$  – moc elektrowni (mierzona na prądnicach) [kW];  $Q$  – energia produkowana przez siłownię w postaci ciepła [kJ/h];  $P_w$  – moc na wale (napęd główny) [kW];  $W_d$  – wartość opałowa dolna paliwa [kJ/kg].

Wskaźniki energetyczne siłowni konkretnego statku przeważnie odnoszone są do mocy jego napędu głównego. Nie są one wielkościami stałymi - zależą od aktualnie rozwijanej mocy napędu. Na rysunku zobrazowano zależność kilku wskaźników energetycznych siłowni w funkcji mocy rozwijanej przez napęd główny.

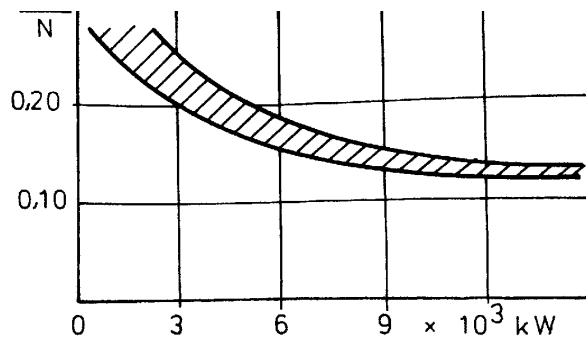


Rys. 1.7: zależność niektórych wskaźników efektywności energetycznej siłowni statku w funkcji mocy rozwijanej przez napęd główny,  $v$  - prędkość statku,  $\eta_{en.s}$  - sprawność energetyczna siłowni,  $b_{e.s}$  - łączne jednostkowe zużycie paliwa przez siłownię,  $N^x$  - moc napędu głównego

Maksimum sprawności energetycznej siłowni a tym samym minimum jednostkowego zużycia paliwa przez siłownię odpowiada mocy napędu głównego (0,8—0,9), co jest prawidłowością dla statków towarowych. Dla statków o innych przeznaczeniach ekstremum to może być przesunięte w lewo.

Minimum paliwa na jednostkę drogi, przy uwzględnieniu tylko kosztów paliwa, zazwyczaj wypada przy stosunkowo niedużych mocach napędu głównego. Jednak jeśli doliczyć koszty załogi, remonty, amortyzację, koszty materiałowe i ogólne, minimum przyjmie większe wartości i przesunie się w prawo - ku większym mocom napędu głównego i większym prędkościom pływania. Istotnym wskaźnikiem energetycznym siłowni jest wskaźnik zainstalowanej mocy elektrowni okrętowej. Jest to z reguły drugi co do wielkości zespół na statku przetwarzający energię zawartą w

paliwie. Znając moc napędu głównego, można w przybliżeniu określić przypuszczalną moc elektrowni. Sporządza się podobne wykresy dla bardziej zawężonych grup statków (np. dla zbiornikowców, kontenerowców, drobnicowców, masowców itp.).



Rys.1.8: Orientacyjna zależność mocy elektrowni okrętowej od mocy napędu głównego dla statków przewożących ładunki suche nie chłodzone. N - moc elektrowni okrętowej.

Kolejnym urządzeniem spalającym liczące się ilości paliwa są niezależne kotły pomocnicze. Ponieważ na statkach potrzebne ilości pary wodnej zazwyczaj pozyskuje się w kotłach utylizacyjnych, wykorzystując ciepło odpadowe spalin silników głównych, w bilansie zużycia paliwa spalanego przez niezależne kotły pomocnicze uwzględnia się tylko czas postojów i manewrów statków.

Bywa, że ilości pary produkowanej przez kotły utylizacyjne są niewystarczające. Występuje to szczególnie na statkach specjalnych, np. statki rybackie (para dla celów technologicznych), na statkach pasażerskich (dla celów grzewczych). Wtedy brakującą ilość pary wytwarzają niezależne kotły pomocnicze, co niestety obniża sprawność energetyczną siłowni.

Ogólnie wielkość niezależnych kotłów pomocniczych zależy głównie od wyporności i rodzaju statku oraz od rodzaju przewożonego ładunku - jeśli np. ma być podgrzewany.

## WSKAŹNIKI MASOWE I OBJĘTOŚCIOWE SIŁOWNI

Wygodnym jest posługiwanie się wielkościami względnymi, przeważnie odniesionymi do mocy nominalnej silników napędu głównego statku. Spośród nich przydatne dla porównań i analiz, szczególnie na etapie wstępnego projektowania siłowni, są wskaźniki masy jednostkowej siłowni (masa siłowni w odniesieniu do mocy napędu głównego) oraz wskaźniki objętości siłowni. Siłownia zbyt ciężka i zbyt duża gabarytowo rzutuje ujemnie na nośność użyteczną statku i pośrednio na prędkość i zasięg pływania.

Bywa, że wskaźniki odniesione są do całego obiektu, np. wyporności statku. Wtedy staje się możliwe nie tylko porównywanie masy i objętości różnych siłowni czy też układów napędowych, ale nawet różnych typów i różnych wielkości statków.

Rozróżnia się dwa pojęcia masy siłowni:

- $G_{SS}$  - masa siłowni suchej, to znaczy masa wszystkich maszyn, mechanizmów, instalacji i wyposażenia bez wody, paliwa i oleju smarowego,
- $G_S$  - masa siłowni pracującej (czynnej), to znaczy masa siłowni suchej oraz woda, paliwo i olej smarowy w maszynach, instalacjach i w zbiornikach w siłowni (bez zapasów),

W praktyce projektowej i eksploatacyjnej przeważnie używa się dwóch pojęć: masy siłowni suchej  $G_S$  oraz masy zapasów  $G_z$ . Nie podaje się ich łącznie, gdyż wielkość zapasów, zależy nie tylko od typu i mocy siłowni, ale także od zasięgu pływania.

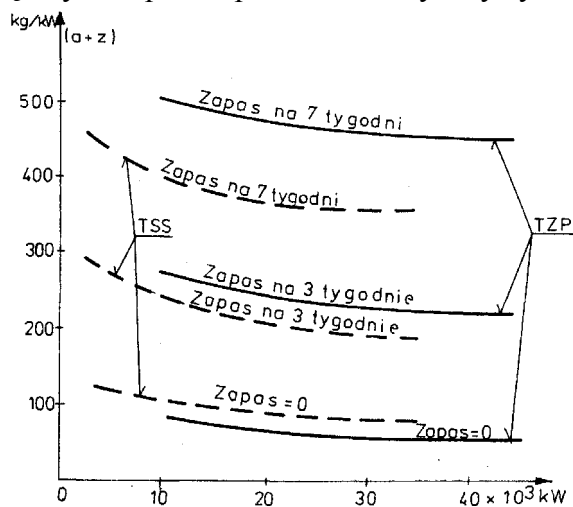
Jednostkowe współczynniki masy suchej siłowni, w zależności od rodzaju silników napędu głównego ogólnie, przedstawiają się następująco:

- dla statków towarowych z napędem bezpośrednim silnikami wolnoobrotowymi -  $80 \div 110$  kg/kW,
- dla statków towarowych z napędem pośrednim tłokowymi silnikami średnioobrotowymi poprzez jednostopniową przekładnię mechaniczną  $60 \div 75$  kg/kW,
- dla statków towarowych z napędem pośrednim tłokowymi silnikami średnioobrotowymi poprzez dwustopniową przekładnię mechaniczną  $40 \div 60$  kg/kW,
- dla jednostek półślizgowych i wodolotów z napędem tłokowymi szybkoobrotowymi silnikami, ewentualnie poprzez przekładnię mechaniczną  $4 \div 12$  kg/kW,
- dla statków towarowych, lodołamaczy i holowników z napędem spalinowo-elektrycznym  $90 \div 110$  kg/kW,
- dla statków towarowych z napędem turboparowym  $50 \div 70$  kg/kW
- dla lodołamaczy i statków pasażerskich z napędem turboparowym poprzez przekładnię elektryczną  $70 \div 90$  kg/kW,
- dla małych szybkich statków wypornościowych i półślizgowych z napędem turbozespołami spalinowymi  $3 \div 10$  kg/kV,
- dla wodolotów z napędem turbozespołami spalinowymi  $2 \div 3$  kg/kW,
- dla poduszkowców z napędem turbozespołami spalinowymi  $1 \div 1,5$  kg/kW.

Wskaźniki te będą nieco większe w razie uwzględnienia masy płynów w siłowni (bez zapasów), co stanowi dodatkowo na przykład ok. 4-8% masy siłowni suchej przy napędzie silnikami wolnoobrotowymi i ok. 6-15%, gdy napęd jest pośredni silnikami średnioobrotowymi.

Natomiast uwzględnienie masy zapasów paliwa, jakie statek musi zabierać na rejs, w sposób istotny rzutuje na łączny wskaźnik masy siłowni i zapasów.

Masa zapasów paliwa dla statków o dużym zasięgu pływania może być większa od masy całej siłowni suchej. To może powodować zmiany hierarchii wskaźników różnych rodzajów napędów. Ma to miejsce np. w przypadku napędu wolnoobrotowymi tłokowymi silnikami spalinowymi i napędu turboparowego. Na rys. pokazano, jak układają się względem siebie łączne wskaźniki masy siłowni oraz zapasy paliwa tych dwóch rodzajów napędu statków. Sytuacja przedstawia się odwrotnie niż u dołu rysunku - dla siłowni suchych. Pomijając nawet aspekt ekonomiczny różnicy kosztów eksploatacji tych dwóch rodzajów siłowni, mniej sprawna siłownia turboparowa spala na tyle więcej paliwa, że dla rejsów dłuższych od ok. dwóch tygodni konieczność większych zapasów paliwa niweczy cały zysk ciężarowy siłowni parowych.



Rys. 1.9: Zależność wskaźnika łącznej masy siłowni (wraz z zapasami paliwa) od mocy napędu głównego i czasu trwania rejsu, TSS - dla siłowni z wolnoobrotowym tłokowym silnikiem spalinowym, TSP - dla siłowni z turbiną parową

Na przestrzeni lat w budownictwie okrętowym obserwuje się ciągłe zmniejszanie się jednostkowych współczynników masowych silników, mechanizmów, urządzeń, instalacji i całych siłowni. Pozwoliło to na koncentrację coraz większych mocy w siłowniach i na pływanie z większymi prędkościami. To zmniejszenie mas jednostkowych uzyskiwano poprzez:

- stosowanie nowych materiałów konstrukcyjnych,
- dokładniejsze obliczenia wytrzymałościowe,
- stosowanie nowych konstrukcji elementów i całych maszyn czy też urządzeń,
- doskonalenie rozwiązań energetycznych i utylizację ciepła odpadowego,
- zwiększanie niezawodności pracy, co prowadzi do zmniejszenia ilości części zapasowych na statku.

Podczas projektowania statku, już na etapach początkowych pojawia się konieczność oszacowania wielkości (objętości, powierzchni i długości) siłowni. Pomocne w tym są wskaźniki objętościowe (gabarytowe) zwane też wskaźnikami nasycenia siłowni mocą.

Wskaźniki te zazwyczaj odniesione są do objętości siłowni  $V_s$  jej powierzchni  $F_s$ , i do długości  $L_s$ . O długości siłowni decyduje przede wszystkim długość silnika napędu głównego, o powierzchni dodatkowo szerokość statku w obrębie siłowni, a o objętości także wysokość. Wymagana minimalna szerokość i wysokość siłowni, a tym samym i ewentualne miejsce jej na statku, zależy głównie od rodzaju napędu.

Na przykład w razie napędu bezpośredniego siłownia musi być wysoka, gdyż silniki sięgają nawet powyżej pokładu głównego. Podobna sytuacja może występować w siłowniach turboparowych z powodu wysokich kotłów.

Ponieważ o powierzchni, a nawet o długości siłowni w jakimś stopniu decyduje także wielkość elektrowni okrętowej (niezależnych zespołów prądotwórczych), wielkość ta nie może być pomijana. Najczęściej stosowane wskaźniki gabarytowe mają postać:

$$\frac{P_e + P_{el}}{V_s} \quad [\text{kW/m}^3]$$

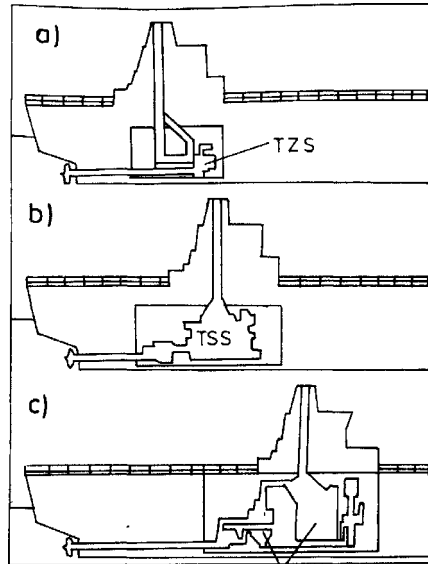
$$\frac{P_e + P_{el}}{F_s} \quad [\text{kW/m}^2]$$

$$\frac{P_e + P_{el}}{L_s} \quad [\text{kW/m}]$$

Tabela 1.1. Orientacyjne wskaźniki gabarytowe siłowni okrętowych

Rodzaj siłowni i rodzaj statku	Wskaźniki gabarytowe względem:		
	objętości siłowni [kW/m <sup>3</sup> ]	powierzchni siłowni [kW/m <sup>2</sup> ]	długości siłowni [kW/m]
Statki handlowe z bezpośrednim napędem silnikami wolnoobrotowymi	1,3÷2,2	15÷30	220÷480
Statki handlowe z napędem turboparowym	1,5÷2,5	20÷35	350÷500

Stosunkowo często stosowany jest wskaźnik długości siłowni względem długości statku. Na rys. 1.24 przedstawiono, jak kształtuje się ten wskaźnik dla statków handlowych o siłowniach spalinowych z napędem bezpośrednim oraz pośrednim spalinowo-elektrycznym, dla siłowni na rufie i na śródokręciu. Przedstawione na tym rysunku zależności mają charakter tylko orientacyjny, gdyż nie występuje na nim parametr prędkości statku.



Rys. 1.10: Możliwości rozmieszczenia różnego rodzaju siłowni na rufie statku i orientacyjne jej wielkości

## 2. INSTALACJE PALIWA CIEKŁEGO

Zadaniem instalacji paliwa jest przyjmowanie, przechowywanie, oczyszczanie oraz doprowadzanie odpowiednio przygotowanego paliwa do silników, kotłów i innych urządzeń energetycznych. Cechą charakterystyczną tych instalacji jest spełnianie określonych wymagań związanych z rodzajem stosowanego paliwa i zasilanymi urządzeniami przy równoczesnym zapewnieniu pełnego bezpieczeństwa przeciwpożarowego. Z tych też powodów instalacje paliwa ciekłego na statkach powinny być zaprojektowane szczególnie starannie i uwzględniać zarówno przepisy Towarzystw Klasyfikacyjnych jak i zalecenia producentów urządzeń okrętowych.

W skład systemu paliwa ciekłego siłowni spalinowych wchodzi następujące instalacje:

- instalacje transportowe;
- instalacje oczyszczające;
- instalacje zasilania silników i kotłów pomocniczych.

### 2.1. PALIWA CIEKŁE STOSOWANE W SIŁOWNIACH SPALINOWYCH

Paliwa ciekłe stosowane w silnikach z zapłonem samoczynnym noszą ogólną nazwę olejów pędnych. Aktualnie stosowane paliwa w okrętowych silnikach spalinowych są pochodzenia mineralnego i stanowią produkty przeróbki ropy naftowej.

Oleje pędne pochodzenia mineralnego można podzielić na dwie grupy, różniące się w istotny sposób pod względem własności fizycznych, zawartości zanieczyszczeń i ceny, a mianowicie na:

- Lekkie oleje napędowe – destylowane,
- Ciężkie oleje napędowe – pozostałościowe,

Oleje napędowe lekkie, do których zalicza się również oleje gazowe, są paliwami o wyższej jakości, a więc droższymi i stanowią czyste frakcje z procesów destylacji zachowawczej lub rozkładowej ropy naftową względnie ich mieszaniny. Oleje napędowe charakteryzują się niewielką gęstością, lepkością oraz małą zawartością zanieczyszczeń dzięki czemu mogą być spalane w silnikach bez konieczności specjalnego ich oczyszczania i podgrzewania przed silnikiem.

Silniki o prędkościach obrotowych  $n > 1000$  obr/min. (np. silniki zespołów awaryjnych oraz niektóre typy silników napędzających prądnice) wymagają stosowania paliw charakteryzujących się małą zwłoką zapłonu, a więc wysoką liczbą cetanową, w granicach 45 do 50. Paliwami takimi są oleje napędowe lekkie. Mała ilość zanieczyszczeń charakteryzująca te paliwa zapewnia małe zużycie i zabrudzenie układu wtryskowego, pierścieni tłokowych i tulei cylindrowych.

Dla zabezpieczenia silnika przed przedostawaniem się wraz z paliwem przypadkowych zanieczyszczeń, które stanowią woda i ciała stałe, paliwo przed doprowadzeniem do silnika jest oczyszczane przez odstawanie w zbiornikach osadowych oraz w filtrach pełno przepływowych. Ponieważ lepkość olejów napędowych w temperaturze 20°C zawarta jest w granicach wymaganych dla zapewnienia prawidłowego rozpylenia paliwa, oleje napędowe nie wymagają podgrzewania przed ich doprowadzeniem do pomp wtryskowych. Paliw o lepkościach mniejszych od 4 cSt, (1,3°E) w 20°C nie należy stosować, ponieważ przy zbyt małej lepkości paliwa może występować zjawisko zacierania się pomp wtryskowych oraz niekorzystny przebieg rozpylania, odparowania i spalania paliwa.

Tabela 2.1. Własności lekkich olei napędowych wg normy ISO8217:1996(E)

Characteristic	Limit	Category ISO-F-				Test method reference
		DMX	DMA	DMB	DMC	
Appearance		Visual		—	—	
Density at 15 °C, kg/m <sup>3</sup>	max.	1) <sup>1)</sup>	890,0	900,0	920,0	ISO 3675 or ISO 12185
Viscosity at 40 °C. mm <sup>2</sup> /s <sup>2)</sup>	min.	1,40	1,50			ISO 3104
	max.	5,50	6,00	11,0	14,0	ISO 3104
Flash point, °C	min.	43	60	60	60	ISO 2719
Pour point (upper), °C <sup>3)</sup> winter quality summer quality	max.	—	-6 0	0 6	0 6	ISO 3016
	max.					ISO 3016
Cloud point, °C	max.	-16 <sup>4)</sup>	—	—	—	ISO 3015
Sulfur, % (m/m)	max.	1,0	1,5	2,0	2,0	ISO 8754
Cetane number	min.	45	40	35	—	ISO 5165
Carbon residue [micro method, 10 % (V/V) distillation bottoms], % (m/m)	max.	0,30	0,30	—	—	ISO 10370
	max.	-	-	0,30	2,50	ISO 10370
Ash, % (m/m)	max.	0,01	0,01	0,01	0,05	ISO 6245
Sediment, % (m/m)	max.	—	—	0,07	—	ISO 3735
Total existent sediment, %	max.	—	—	—	0,10	ISO 10307-1
Water, % (V/V)	max.	—	—	0,3	0,3	ISO 3733
Vanadium, mg/kg	max.	—	—	—	100	ISO 14597
Aluminium plus silicon, mg/kg	max.	—	—	—	25	ISO10478

1) In some geographical areas, there may be a maximum limit.  
2) 1 mm<sup>2</sup>/s = 1 cSt.  
3) Purchasers should ensure that this pour point is suitable for the equipment on board, especially if the vessel operates in both the northern and southern hemispheres.  
4) This fuel is suitable for use without heating at ambient temperatures down to - 15 °C.

Dla silników średnioobrotowych (n = 500 - 750 obr/min.) liczba cetanową powinna wynosić co najmniej 35, co oznacza, że w takich silnikach mogą być spalane oleje ciężkie o lepkości nie przekraczającej 500 sec. Red. I w temperaturze 37,8 °C.

Ciężkie oleje napędowe, zwane również paliwami pozostałościowymi lub niezupełnie słusznie olejami opałowymi, są paliwami gorszej jakości, a więc znacznie tańszymi. Stanowią one mieszaniny pozostałości podestylacyjnych lub pokrakingowych z nieznacznym dodatkiem oleju napędowego lekkiego, którego zadaniem jest zmniejszenie ich lepkości do określonego poziomu. Oleje ciężkie charakteryzuje duża gęstość, lepkość oraz zawartość zanieczyszczeń, co stwarza konieczność ich oczyszczania i podgrzewania zarówno celem umożliwienia ich bunkrowania, pompowania, oczyszczania, jak i prawidłowego rozpylania w procesie wtrysku.

Przy spalaniu olejów ciężkich istotną rolę odgrywają zanieczyszczenia występujące w tych paliwach. Paliwa ciężkie z dużą zawartością popiołu, wanadu i sodu są niekorzystne, ponieważ te zanieczyszczenia zwiększają zużycie tulei cylindrowej i pierścieni tłokowych oraz powodują korozję wysokotemperaturową i niskotemperaturową. Na ten rodzaj korozji (wysokotemperaturowej) są narażone szczególnie zawory wylotowe silników czterosuwowych.

Stosunkowo wysoka zawartość siarki występująca w olejach ciężkich wymaga odpowiedniego doboru olejów cylindrowych oraz stwarza niebezpieczeństwo występowania korozji

niskotemperaturowej tulei cylindrowych, rurociągów instalacji wydechowych, tłumika i kotła na spalmy odlotowe w przypadku przekroczenia punktu rosy spalin. Duża ilość zanieczyszczeń występujących w paliwach ciężkich oznacza więc konieczność ich odpowiedniego oczyszczania, które jest realizowane w zbiornikach osadowych, wirówkach i filtrach.

W silnikach przystosowanych do spalania olejów ciężkich, oleje napędowe lekkie mogą być stosowane jako paliwo przy rozruchu silnika, manewrach i zatrzymaniu silnika (starsze typy). W silnikach wolno i średnioobrotowych, zarówno głównych jak i pomocniczych, mogą być spalane oleje ciężkie o tym wyższej lepkości im mniejsza jest prędkość obrotowa silnika.

W silnikach wolnoobrotowych liczba cetanowa paliwa powinna wynosić co najmniej 25, czemu odpowiada lepkość 3500 sec. Red. I w 37,8 °C (max. 6000 sec. Red. w 37,8°C).

Paliwa ciekłe stosowane do opalania kotłów noszą ogólną nazwę olejów opałowych. Podobnie jak silnikowe oleje ciężkie paliwa te są paliwami pozostałościowymi i są do nich zbliżone pod względem swoich właściwości. Jediną różnicę stanowi większa ilość zanieczyszczeń, które są mniej istotne przy opalaniu kotłów, aniżeli gdy są spalane w silnikach spalinowych.

Z punktu widzenia bezpieczeństwa przeciwpożarowego temperatura zapłonu par paliwa, stosowanego do napędu silników i opalania kotłów na statkach nieograniczonego rejonu żeglugi nie może być niższa od 60 °C, a stosowanego do napędu awaryjnego zespołów prądotwórczych nie niższa od 43 °C.

Paliwo o temperaturze zapłonu niższej od 60° C, lecz nie niższe od 43° C, może być stosowane na statkach ograniczonych rejonów żeglugi pod warunkiem, że temperatura powietrza w pomieszczeniach, w których paliwo jest przechowywane lub używane, będzie o 10° C niższa od temperatury zapłonu par paliwa i że zostaną zastosowane dodatkowe niezbędne środki konstrukcyjne przeciwpożarowej ochrony statku.

Temperatura zapłonu par paliwa stosowanego na wodolotach powinna być nie niższa niż 43 °C.

## **2.2. WYMAGANIA I CHARAKTERYSTYKA GŁÓWNYCH ELEMENTÓW INSTALACJI PALIWOWEJ**

### **USYTUOWANIE ZBIORNIKÓW PALIWA**

Zbiorniki paliwa mogą być usytuowane zarówno w pomieszczeniach maszynowych, lub też poza nimi, np. na otwartych pokładach i w nadbudówkach. Niezależnie od wielkości i typu statku wybór miejsca umieszczenia zbiorników paliwa powinien być zawsze szczegółowo przeanalizowany z punktu widzenia bezpieczeństwa przeciwpożarowego, zarówno w sensie możliwości zapalenia się paliwa ciekłego lub jego par w wyniku zetknięcia się z elementami o podwyższonej temperaturze, iskrami itp., jak i skutków ewentualnego zapalenia się paliwa. Najczęściej spotyka się zbiorniki paliwa umieszczone w obrębie siłowni.

Na wszystkich statkach z wyjątkiem towarowych o pojemności brutto poniżej 500 RT zbiorniki paliwa nie powinny w zasadzie znajdować się w pomieszczeniach maszynowych, w których znajdują się:

- silniki główne pracujące na paliwie ciekłym,
- inne silniki pracujące na paliwie ciekłym o mocy od 375 kW wzwyż,
- kotły opalane paliwem ciekłym,
- zespoły paliwowe, oraz szyby wymienionych pomieszczeń (nie dotyczy to zbiorników w dnie podwójnym).

Jeżeli zbiorniki paliwa przylegają do wymienionych pomieszczeń, to zaleca się, aby miały one możliwie małą wspólną ścianę i aby zbiornik dochodził do poszycia dna podwójnego.

Należy unikać stosowania zbiorników nie stanowiących części konstrukcyjnej kadłuba, a jeżeli je zastosowano, to na statkach pasażerskich nie powinny one znajdować się w wyżej określonych pomieszczeniach maszynowych.



Rozchodowe zbiorniki paliwa i olejów nie powinny być umieszczane nad kotłami parowymi, rurociągami odprowadzającymi spaliny i innymi nagrzanymi powierzchniami.

Zbiorniki paliwa umieszczone na otwartych pokładach i nadbudówkach oraz w innych miejscach narażonych na wpływy atmosferyczne powinny być zabezpieczone przed działaniem promieni słonecznych.

Na wodolotach i statkach z laminatów PWS<sup>1</sup> zbiorniki paliwa nie powinny bezpośrednio przylegać do pomieszczeń mieszkalnych. Przestrzeń powietrzna między zbiornikiem paliwa a pomieszczeniem mieszkalnym powinna być skutecznie wentylowana.

Zbiorniki paliwa nie powinny w zasadzie znajdować się w pomieszczeniach maszynowych, a jeżeli tam się znajdują, to powinny być wykonane ze stali lub innego równoważnego materiału.

## AWARYJNE OPRÓŻNIANIE ZBIORNIKÓW

Spełnienie warunków bezpieczeństwa przeciwpożarowego stwarza konieczność wyposażenia wyżej położonych zbiorników paliwa (zbiorników osadowych i rozchodowych) w urządzenia służące bądź do ich szybkiego awaryjnego opróżniania, bądź do szybkiego, zdalnego odcinania poboru paliwa z tych zbiorników. W ten sposób w przypadku pożaru w siłowni ogranicza się możliwość podsycania ognia zapasami paliwa znajdującymi się w wyżej położonych zbiornikach.

W zbiornikach umieszczonych w obrębie szybu maszynowego mogą być zainstalowane urządzenia do ich szybkiego opróżniania do zbiorników dennych lub przelewowych.

Zawory do szybkiego opróżniania zbiorników oprócz sterowania z miejsca zainstalowania, powinny być otwierane z łatwo dostępnego miejsca poza pomieszczeniami maszynowymi.

Średnice rurociągów spustowych należy tak dobrać, aby czas opróżniania zbiorników nie przekraczał 6 minut.

Jeżeli rurociąg do awaryjnego opróżniania zbiorników jest doprowadzony do zbiornika przelewowego, to pojemność tego zbiornika powinna wystarczać do przejścia całej ilości cieczy z opróżnianych zbiorników.

Zastosowanie awaryjnego, zdalnie sterowanego opróżniania zbiorników zastępuje zdalne sterowanie zaworów szybkozamykających na rurociągach poboru paliwa ze zbiorników rozchodowych.

## PRZELEWY I ZBIORNIK PRZELEWOWY

Wszystkie zbiorniki, w których znajduje się paliwo, (za wyjątkiem zbiornika przelewowego) należy wyposażyć w rurociągi przelewowe.

Rur odpowietrzających będących zarazem rurami przelewowymi nie należy doprowadzać do rury odpowietrzającej zbiornik przelewowy, lecz bezpośrednio do tego zbiornika lub do innej doprowadzonej do niego rury przelewowej o wystarczającej średnicy.

Jeżeli zbiornik przelewowy nie służy do awaryjnego opróżniania zbiorników umieszczonych w obrębie szybu maszynowego, wówczas pojemność zbiorników przelewowych paliwa powinna być nie mniejsza od 10-minutowej wydajności pompy transportowej paliwa.

Zbiornik przelewowy powinien posiadać sygnalizację świetlną i dźwiękową uprzedzającą o napełnieniu zbiornika powyżej 75% objętości. Na zbiorniku przelewowym lub na rurze przelewowej w dobrze widocznym i łatwo dostępnym miejscu powinien znajdować się wziernik albo urządzenie sygnalizacyjne informujące o przelewaniu się paliwa.

<sup>1</sup> Poliestrowych wzmocnionych włóknem szklanym

## RURY ODPOWIETRZAJĄCE

Każdy zbiornik do przechowywania paliwa ciekłego powinien być wyposażony w rury odpowietrzające, zwane również odpowietrzeniami. Rury odpowietrzające wszystkich zbiorników usytuowanych w dnie podwójnym i zbiorników przyległych do zewnętrznego poszycia kadłuba powinny być wyprowadzone powyżej pokładu grodziowego.

Rury odpowietrzające zbiorniki należy wyprowadzać z górnej części zbiorników i w zasadzie z miejsca najbardziej oddalonego od rurociągu napełniającego. Liczba i rozmieszczenie rur powinny być dobrane w zależności od kształtu i wielkości zbiorników i powinny uniemożliwiać tworzenie się przestrzeni powietrznych.

Zbiorniki rozciągające się od burty do burty powinny mieć rury odpowietrzające wyprowadzone przy obu burtach. Rur odpowietrzających nie należy używać jako rur wlewowych, chyba że zbiornik ma więcej niż jedną rurę odpowietrzającą.

Rur odpowietrzających zbiorniki zawierające różne paliwa nie należy łączyć do wspólnego rurociągu zbiorczego.

Zakończenie każdej rury odpowietrzającej powinno posiadać zabezpieczenie wlewowe. Wyloty rur odpowietrzających na otwartych pokładach wolnej burty i pokładach nadbudówki pierwszej kondygnacji oraz znajdujące się powyżej tych pokładów w obrębie strefy ograniczonej kątem zalewania powinny być wyposażone w zamocowane na stałe, działające samoczynnie urządzenia uniemożliwiające przedostanie się wody zaburtowej do zbiorników

Każdy otwór wylotowy rur odpowietrzających zbiorniki paliwa i oleju obiegowego należy zabezpieczyć armaturą zatrzymującą płomień. Rolę tę spełniają najczęściej siatki przeciwwiskrowe.

Otwarte końce rur odpowietrzających zbiorniki paliwa i ładunku ciekłego i przedziały ochronne należy umieszczać w miejscach, w których wydobywające się pary produktów naftowych lub przelanie cieczy nie stwarza zagrożenia pożarowego.

Układ rurociągów odpowietrzających powinien być taki, aby przy normalnym przegłębieniu i przechyle statku w żadnej ich części nie mogła zbierać się ciecz tworząca zamknięcia hydrauliczne.

Rurociągi odpowietrzające zbiorniki paliwa nie powinny mieć rozbieralnych złączy obrębie pomieszczeń mieszkalnych i pomieszczeń chłodzonych.

## RUROCIĄGI PALIWOWE

Rurociągi paliwowe powinny być oddzielone od innych instalacji celem całkowitego wyeliminowania możliwości przypadkowego przedostania się paliwa do innych instalacji.

Rurociągów paliwa w zasadzie nie należy prowadzić nad silnikami spalinowymi, rurociągami gazów spalinowych, rurociągami pary (z wyjątkiem rurociągów do podgrzewania paliwa), kotłami parowymi i ich przewodami spalinowymi. W wyjątkowych przypadkach rurociągi paliwa można prowadzić nad tymi mechanizmami i urządzeniami - pod warunkiem, że rurociągi w ich obrębie nie będą posiadały rozbieralnych złączy lub w odpowiednich miejscach zostaną zainstalowane wanny ściekowe uniemożliwiające przedostanie się paliwa na te mechanizmy i urządzenia.

Jeżeli rurociąg paliwowy doprowadzający olej ciężki do silnika jest prosty, należy przed silnikiem zainstalować odcinek kompensacyjny, którego zadaniem jest wyeliminowanie naprężeń wynikających ze zmieniającej się długości rurociągu przy zmianach jego temperatury. Odcinek kompensacyjny rurociągu może być zastąpiony przez łuk rurociągu usytuowany w pobliżu połączenia rurociągu z silnikiem.

Rurociągi paliwowe wysokociśnieniowe, a więc rurociągi doprowadzające paliwo do wtryskiwaczy, powinny być wykonane ze stalowych rur grubościennych bez szwu i nie powinny mieć połączeń spawanych lub lutowanych

Rurociągi paliwa wysokiego ciśnienia silników głównych i pomocniczych o średnicy cylindra 250 mm i większej powinny być niezawodnie zabezpieczone. Zabezpieczenia te powinny

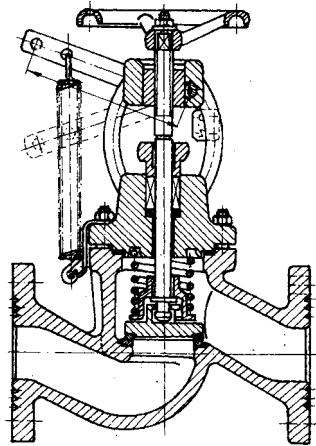
zapobiegać przeciekom i rozbryzgom paliwa na źródła zapłonu na silniku i w jego otoczeniu. Należy przewidzieć odpowiednie urządzenia odprowadzające przecieki paliwa i zapobiegające zanieczyszczeniu paliwem oleju smarowego. Zabezpieczenia rurociągów wysokiego ciśnienia należy stosować dla wszystkich silników przeznaczonych do montażu w siłowniach bez stałej obsługi - niezależnie od średnicy ich cylindrów.

Pobór paliwa ze zbiorników znajdujących się poza dnem podwójnym powinien być rozwiązany w taki sposób, aby w maksymalnym stopniu wyeliminować możliwość powstawania przecieków oraz zapewnić szybkie, awaryjne zamknięcie zaworów poboru paliwa.

Rurociągi ssące paliwa ze zbiorników o pojemności ponad 50 litrów oraz rurociągi przeznaczone do wyrównywania poziomu cieczy w zbiornikach, jeżeli te zbiorniki są umieszczone poza dnem podwójnym, powinny być wyposażone w zawory zaporowe zainstalowane bezpośrednio na zbiornikach, zamykane również zdalnie, z zawsze dostępnego miejsca poza pomieszczeniem, w którym one się znajdują.

Jeżeli zbiorniki paliwa umieszczone są poza dnem podwójnym i przylegają do tuneli linii wałów, tuneli rurociągów lub do innych podobnych pomieszczeń - to zawory na tych zbiornikach mogą być sterowane miejscowo, lecz na rurociągu należy przewidzieć dodatkowy zawór w dostępnym miejscu bezpośrednio poza wspomnianymi pomieszczeniami. Jeżeli taki zawór zainstalowany jest w maszynowni, to należy przewidzieć możliwość zdalnego zamykania go spoza tego pomieszczenia.

Zawory na zbiornikach powinny być typu szybko-zamykającego. Zawór tego typu przedstawia rysunek:



Rys. 2.2: Zawór szybko-zamykający.

Dla odwadniania zbiorników na zbiornikach osadowych i rozchodowych należy zainstalować zawory samozamykające i rurociągi do zbiorników ściekowych. Na rurociągu należy zainstalować wzierniki zamknięte. Jeżeli pod zbiornikiem zainstalowano wannę ściekową, to mogą być zastosowane lejki zamiast wzierników.

Do rurociągów paliwowych zaliczane są również rury ściekowe służące do odprowadzania wszelkich ścieków paliwa. Przy zbiornikach nie stanowiących konstrukcyjnej całości z kadłubem statku, przy pompach, filtrach i innych urządzeniach, gdzie istnieje możliwość przeciekania paliwa, należy zainstalować wanny ściekowe. Przyłączone do wanien ściekowych rury ściekowe powinny być odprowadzone do zbiorników ściekowych. Nie należy odprowadzać rur ściekowych do zęz i do zbiorników przelewowych.

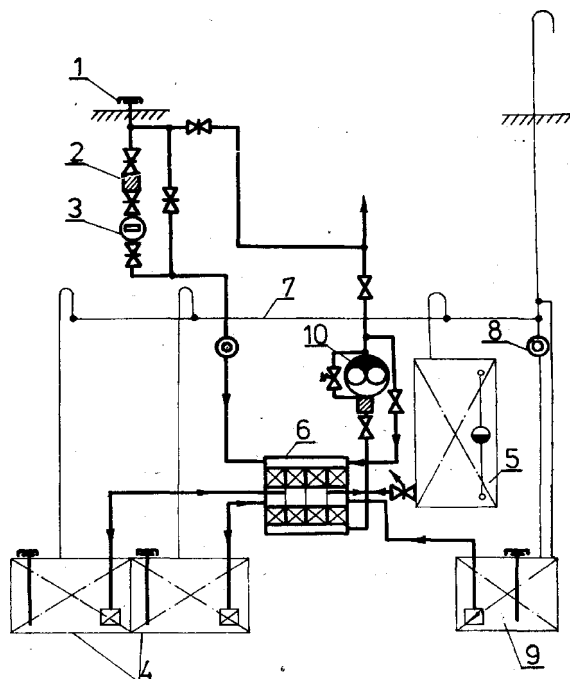
Wewnętrzna średnica rur odprowadzających ścieki powinna być nie mniejsza od 25 mm.

Rury ściekowe powinny być doprowadzone możliwie jak najbliżej do dna zbiornika. Jeżeli zbiornik ściekowy umieszczony jest w dnie podwójnym, należy zastosować rozwiązania konstrukcyjne zapobiegające przedostawaniu się wody do maszynowni przez otwarte końce rur ściekowych w przypadku uszkodzenia poszycia zewnętrznego.

Należy przewidzieć instalację sygnalizacyjną ostrzegającą o osiągnięciu górnego dopuszczalnego poziomu w zbiorniku.

### 2.3. INSTALACJE TRANSPORTOWE PALIWA

Zadaniem instalacji transportowej paliwa jest pobieranie (bunkrowanie) paliwa, jego przechowywanie w zbiornikach zapasowych, przepompowywanie paliwa pomiędzy tymi zbiornikami, napełnianie zbiorników osadowych lub rozchodowych oraz podawanie paliwa na pokład (oddawanie paliwa).



Rys. 2.2: Schemat instalacji transportowej paliwa, 1 - króciec wlewowy; 2 - filtr siatkowy; 3 - przepływomierz; 4 - zbiorniki zapasowe denne; 5 - zbiornik zapasowy wysoki; 6 - skrzynka zaworowa; 7 - rurociąg przelewowo-odpowietrzający; 8 - przeziemnik; 9 - zbiornik przelewowy; 10 - pompa transportowa.

Pobieranie paliwa ciekłego na statek powinno odbywać się przez stały rurociąg zaopatrzony w niezbędną armaturę zapewniającą doprowadzenie paliwa do wszystkich głównych zbiorników paliwa. Rurociąg do napełniania zbiorników paliwem powinien być doprowadzony możliwie jak najbliżej do dna zbiornika.

Na statkach pasażerskich napełnianie zbiorników paliwem powinno być dokonywane przez specjalne stacje poboru paliwa, oddzielone od pozostałych pomieszczeń i posiadające rury ściekowe doprowadzone do zbiorników ściekowych paliwa.

Paliwo pobierane jest na statek przez dwa, umieszczone na głównym pokładzie, po obu burtach, króćce wlewowe I. Na głównym rurociągu poboru, połączonym z otworami wlewowymi, zainstalowany jest zgrubny filtr siatkowy 2, którego zadaniem jest usunięcie grubych zanieczyszczeń mechanicznych, jakie mogą się znaleźć w pobieranym paliwie.

Rurociągi poboru paliwa powinny mieć odpowiednio duży przekrój tak, aby dla statków o nieograniczonym rejonie żeglugi istniała możliwość bunkrowania paliwa z wydajnością co najmniej 200 m<sup>3</sup>/h. Za filtrem instaluje się niekiedy przepływomierz 3 umożliwiający orientacyjny pomiar ilości pobranego na statek paliwa.

Główny rurociąg poboru, filtr i przepływomierz wraz z przynależną armaturą i rurociągami omijającymi stanowią tzw. stację poboru paliwa. Zapas paliwa na statku jest przechowywany w zbiornikach zapasowych. Zbiorniki zapasowe usytuowane w dnie podwójnym statku noszą nazwę zbiorników zapasowych dennych 4, natomiast zbiorniki zapasowe usytuowane poza dnem podwójnym, najczęściej po obu burtach statku, noszą nazwę zbiorników zapasowych głębokich lub

wysokich 5. Zbiorniki zapasowe paliwa są z reguły wykonywane jako zbiorniki kadłubowe, tzn. stanowią konstrukcyjną całość z kadłubem statku.

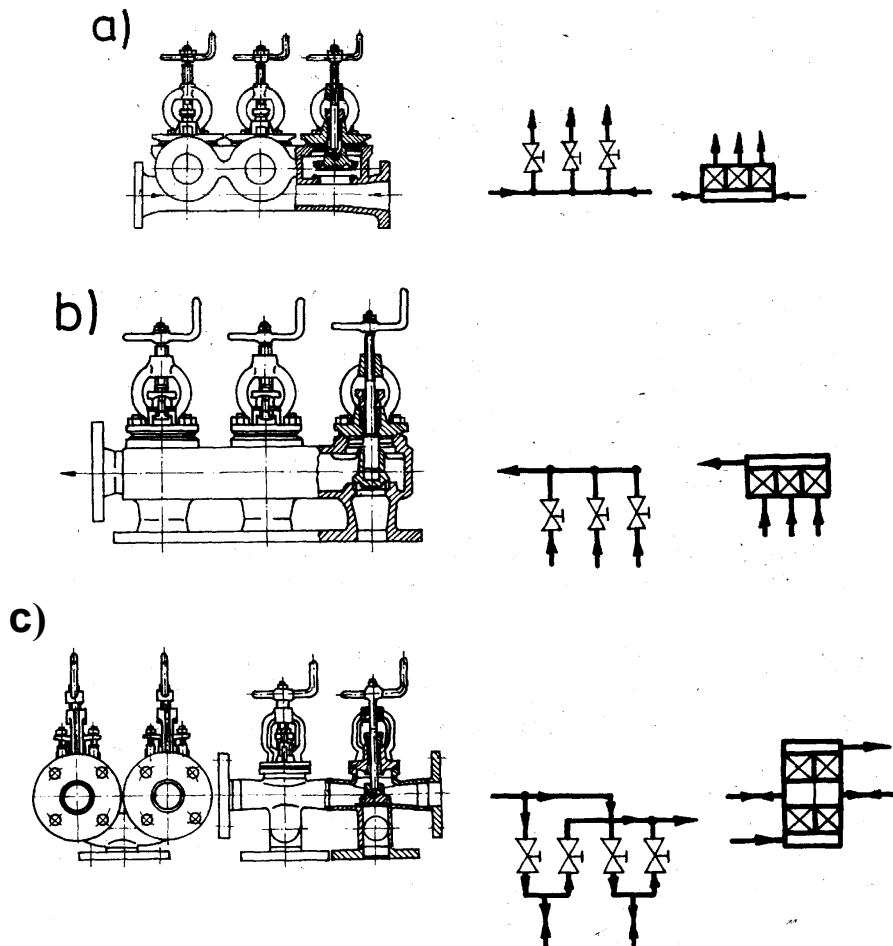
Zbiorniki paliwa powinny być oddzielone od zbiorników wody pitnej i kotłowej oraz oleju smarowego, przedziałami ochronnymi.

Napełnianie zbiorników zapasowych odbywa się przy pomocy pomp portowych stacji bunkrowych, przy czym rozdział paliwa do poszczególnych zbiorników umożliwia skrzynka zaworowa 6.

Skrzynki zaworowe stanowią zespół kilku zaworów o jednakowej średnicy, posiadających wspólny korpus oraz wspólne (za pomocą jednego króćca) doprowadzenie względnie odprowadzenie czynnika. Armaturę tego typu stosuje się w przypadkach, gdy zachodzi konieczność zasilania lub ssania z kilku zbiorników. Pomijając wykonanie samych zaworów w skrzynce zaworowej, które mogą być typu zaporowego lub zaporowo-zwrotnego, rozróżnia się skrzynki zaworowe:

- tłoczące,
- ssące,
- przełączeniowo-ssące.

Rysunek przedstawia wyżej wymienione trzy typy skrzynek zaworowych, równoważne tym typom układy zaworów oraz ich symbole graficzne stosowane na schematach instalacji rurociągów.



Rys. 2.3: Typy skrzynek zaworowych, a) skrzynka zaworowa tłocząca; b) skrzynka zaworowa ssąca; c) skrzynką zaworową przełączeniowo-ssącą.

Napełnianie zbiorników może odbywać się kolejno lub też równocześnie można napełniać kilka zbiorników.

Rurociągi przelewowe zbiorników zapasowych, które służą również jako ich odpowietrzenia, łączy się we wspólny, centralny rurociąg przelewowo-odpowietrzający 7. Rurociąg ten zaopatrzone w przeziernik 8 i jest połączony ze zbiornikiem przelewów 9, natomiast odpowietrzenie jest wyprowadzone na dość znaczną wysokość ponad pokład.

Napełnianie poszczególnych zbiorników zapasowych jest kontrolowane przez ręczne lub automatyczne sondowanie, zdalny pomiar poziomu paliwa oraz sygnalizację optyczno-dźwiękową, uruchamianą w momencie osiągnięcia określonego poziomu paliwa w zbiorniku. Takie samo urządzenie sygnalizacyjne instaluje się w zbiorniku przelewów paliwa.

Paliwo ze zbiorników zapasowych (dennych lub głębokich) jest podawane do zbiorników osadowych i rozchodowych pompą transportową 10.

Do transportu paliwa należy przewidzieć co najmniej dwie pompy z napędem mechanicznym. Jedna z tych pomp może być pompą rezerwową.

Pompą rezerwową może być dowolna nadająca się do tego celu pompa, w tym również pompa wirówki paliwa, gdy jej charakterystyka pozwala na zasysanie paliwa z głównych zbiorników. Na statkach ograniczonych rejonów żeglugi II i III pompa rezerwowa nie jest wymagana.

Na statkach, na których dobowe zużycie paliwa nie przekracza 2 t, może być zainstalowana jedna pompa z napędem ręczny. Pompy transportowe oprócz napełniania zbiorników osadowych i rozchodowych powinny mieć możliwość przepompowywania paliwa pomiędzy zbiornikami oraz podawania paliwa na pokład.

Jeżeli zbiorniki paliwa, w tym również zbiorniki głębokie, są systematycznie używane jako zbiorniki balastowe, to należy przewidzieć skuteczne urządzenia do odłączenia instalacji balastowej od zbiorników w przypadku znajdowania się w nich paliwa ciekłego i do odłączenia instalacji paliwowej, jeśli w nich znajduje się woda balastowa. Tego typu rozwiązanie spotyka się na statkach dawniej budowanych.

Na statkach nowo budowanych stosuje się zbiorniki balastowe całkowicie oddzielone od zbiorników zapasowych paliwa, co jest podyktowane wyeliminowaniem możliwości zanieczyszczenia środowiska morskiego zaolejoną wodą balastową wypompowywaną za burtę.

Dla pomp mogących służyć do transportu paliwa oraz pomp wirówek należy oprócz urządzeń sterujących w miejscu ich ustawienia zapewnić również możliwość zatrzymywania ich z łatwo dostępnego miejsca poza pomieszczeniem, w którym są one zainstalowane.

Jeżeli w siłowni są stosowane dwa rodzaje paliwa, olej napędowy i olej ciężki, stosuje się dwie instalacje transportowe paliwa, osobną dla oleju napędowego i osobną dla oleju ciężkiego. Każde ze stosowanych paliw ma osobne zbiorniki zapasowe i przelewowe oraz osobną pompę transportową. Z reguły pompy transportowe w takich siłowniach są zamienne, to znaczy pompa transportowa oleju napędowego lekkiego jest rezerwową pompą transportową dla oleju ciężkiego i odwrotnie.

Oleje ciężkie magazynowane w zbiornikach zapasowych wymagają podgrzewania celem zmniejszenia ich lepkości i tym samym umożliwienia, zassania przez pompę transportową. Przyjmuje się, że dla zapewnienia prawidłowej pracy pomp lepkość paliwa powinna wynosić co najwyżej (700 do 900 cSt). Paliwo, można podgrzewać wyłącznie węzownicami parowymi lub wodnymi.

Instalacja transportowa olejów ciężkich różni się zatem od instalacji transportowej oleju napędowego obecnością węzownic grzewczych we wszystkich zbiornikach oraz izolacją (z ewentualnym ogrzewaniem) rurociągów paliwowych.

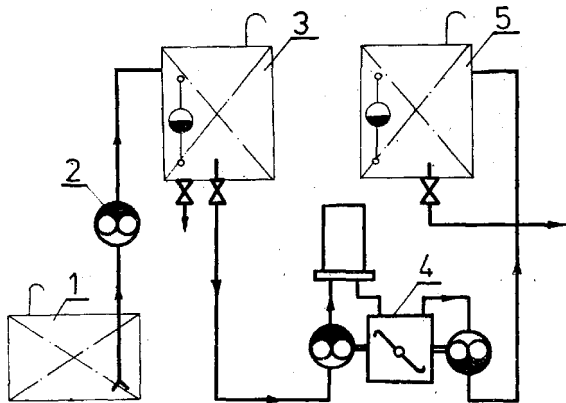
Jeżeli silniki główne są przystosowane do spalania paliw ciężkich, wówczas kotły pomocnicze są opalane takim samym paliwem, jakie jest spalane w silnikach głównych. Dzięki temu nie zachodzi potrzeba stosowania odrębnej instalacji transportowej dla paliwa kotłowego. W siłowniach z silnikami głównymi nie przystosowanymi do spalania paliw ciężkich, kotły są opalane olejem opałowym. W takich siłowniach istnieją zatem dwie instalacje transportowe paliwa, a

mianowicie instalacja oleju napędowego dla silników (głównych i pomocniczych) oraz osobna instalacja oleju opałowego dla kotła pomocniczego.

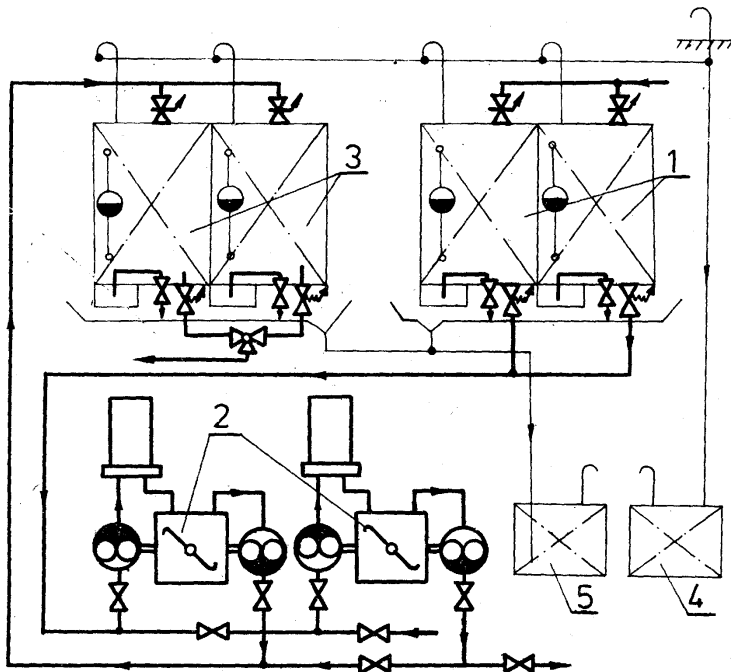
Na statkach starszej konstrukcji, o niewielkiej mocy silnika głównego stosowano również opalanie kotłów olejem napędowym. Takie rozwiązanie prowadzi wprawdzie do uproszczenia instalacji, ale ze względu na różnicę cen pomiędzy olejem napędowym i olejem opałowym jest nieekonomiczne.

## 2.4. INSTALACJE OCZYSZCZAJĄCE PALIWA

Spotykane rozwiązania instalacji oczyszczających paliwa w siłowniach spalinowych zależą od rodzaju paliwa spalanej w silnikach głównych oraz od wielkości statku.



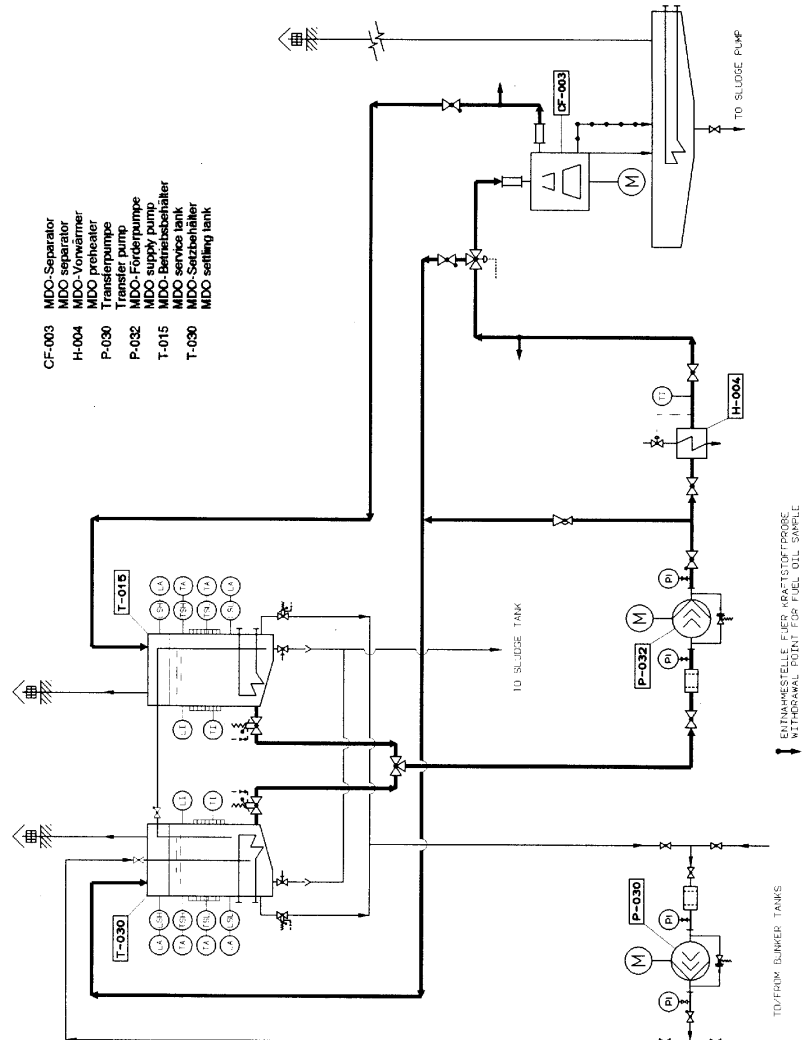
Rys. 2.4: Schemat instalacji oczyszczającej oleju napędowego, 1 - zbiornik zapasowy oleju napędowego; 2 - pompa transportowa; 3 - zbiornik osadowy oleju napędowego; 4 - wirówka oleju napędowego; 5 - zbiornik rozchodowy oleju napędowego.



Rys. 2.5: Schemat instalacji oczyszczającej oleju napędowego: 1 - zbiorniki osadowe oleju napędowego; 2 - wirówki oleju napędowego; 3 - zbiorniki rozchodowe oleju napędowego; 4 - zbiornik przelewów oleju napędowego; 5 - zbiornik ścieków i odwodnień.

Rysunek przedstawia schemat ideowy instalacji oczyszczającej stosowanej w siłowniach większej mocy, w których silniki spalają wyłącznie cięższe oleje napędowe. W instalacji tego typu paliwo ze zbiornika zapasowego 1 jest podawane pompą transportową 2 do zbiornika osadowego 3,

w którym następuje oddzielenie wody i większych zanieczyszczeń stałych. Wstępnie oczyszczony olej napędowy jest następnie wirowany w wirówce 4, której zadaniem jest oddzielenie pozostałej w paliwie wody i drobniejszych zanieczyszczeń. Oczyszczony olej jest gromadzony w zbiornikach rozchodowych 5.



Rys. 2.6. Schemat instalacji oczyszczającej oleju napędowego lekkiego

Najczęściej stosuje się dwa zbiorniki osadowe, dwie wirówki paliwa. (Jedna z wirówek jest wirówką rezerwową, również dla instalacji oleju smarowego) oraz dwa zbiorniki rozchodowe. Schemat tak rozwiązanej instalacji oczyszczania oleju napędowego przedstawia rysunek powyżej. Przelewy ze zbiorników osadowych i rozchodowych 3 są odprowadzane do zbiornika przelewów oleju napędowego 4, natomiast odwodnienia i przecieki do zbiornika ścieków i odwodnień 5.

Do odprowadzania wody wydzielonej z paliwa oraz drobnych zanieczyszczeń stałych na zbiornikach osadowych i rozchodowych należy zainstalować zawory samozamykające i rurociągi do zbiorników ściekowych. Na rurociągu należy zainstalować wzierniki zamknięte. Jeżeli pod zbiornikiem zainstalowano wannę ściekową, to mogą być zastosowane otwarte lejki zamiast wzierników.

Jeżeli silniki główne pracują na dwóch rodzajach paliwa (lekkim i ciężkim), w siłowni istnieją dwie równoległe pracujące instalacje oczyszczania paliwa, jedna dla oleju napędowego, a druga dla oleju ciężkiego.

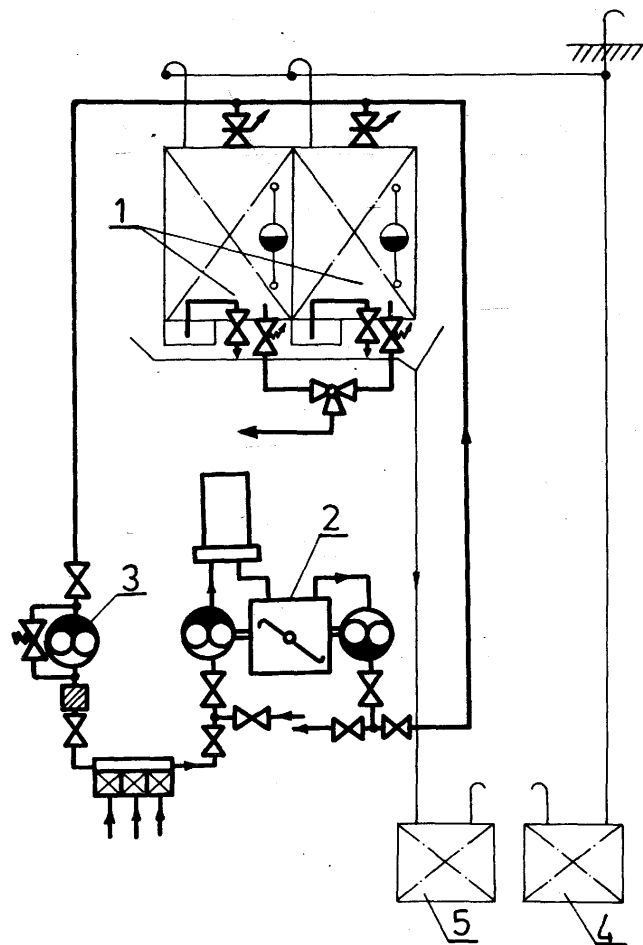


Instalacja oczyszczania olejów ciężkich w porównaniu z instalacją oczyszczania olejów napędowych lekkich wykazuje istotne różnice ze względu na znacznie większą lepkość paliwa i ilość występujących zanieczyszczeń.

Zwiększona lepkość paliwa wymaga podgrzewania oczyszczanego paliwa do odpowiedniej temperatury, uzależnionej od lepkości wymaganej dla prawidłowego prowadzenia procesu odstawiania lub wirowania. Zbiorniki osadowe i rozchodowe oleju ciężkiego muszą być zatem wyposażone w węzownice grzewcze i zaizolowane podobnie jak rurociągi łączące poszczególne elementy całej instalacji.

Sedymentacja zanieczyszczeń odbywa się w dwóch zbiornikach osadowych, których pojemność wystarcza dla 24 do 48 godzin pracy silnika głównego.

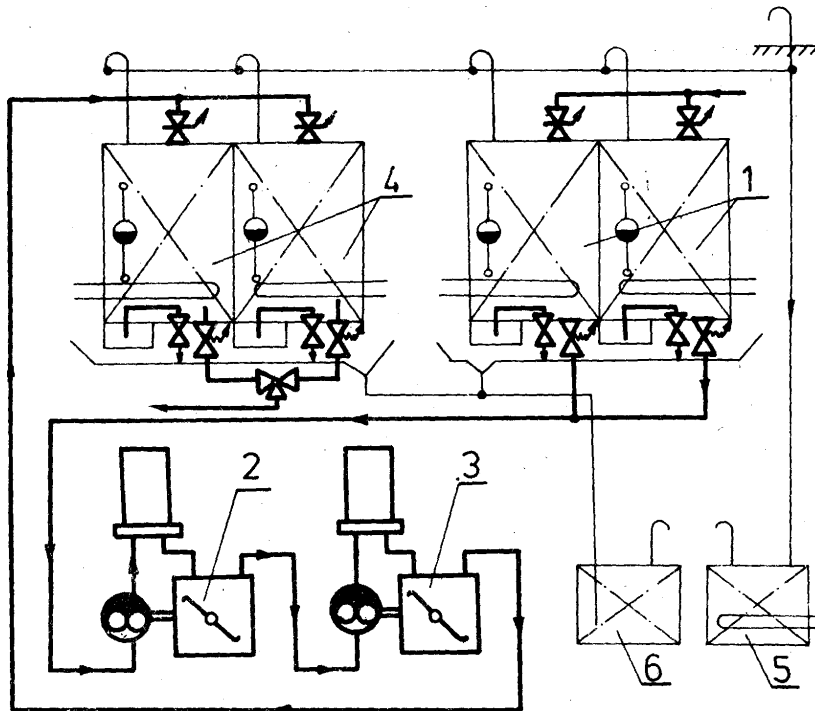
Dla uzyskania właściwych efektów osadzania zanieczyszczeń lepkość paliwa w zbiornikach osadowych powinna być utrzymywana na poziomie 230 cSt. W zależności od gatunku oleju ciężkiego wymaga to jego podgrzania do temperatury w granicach 40 do 70°C.



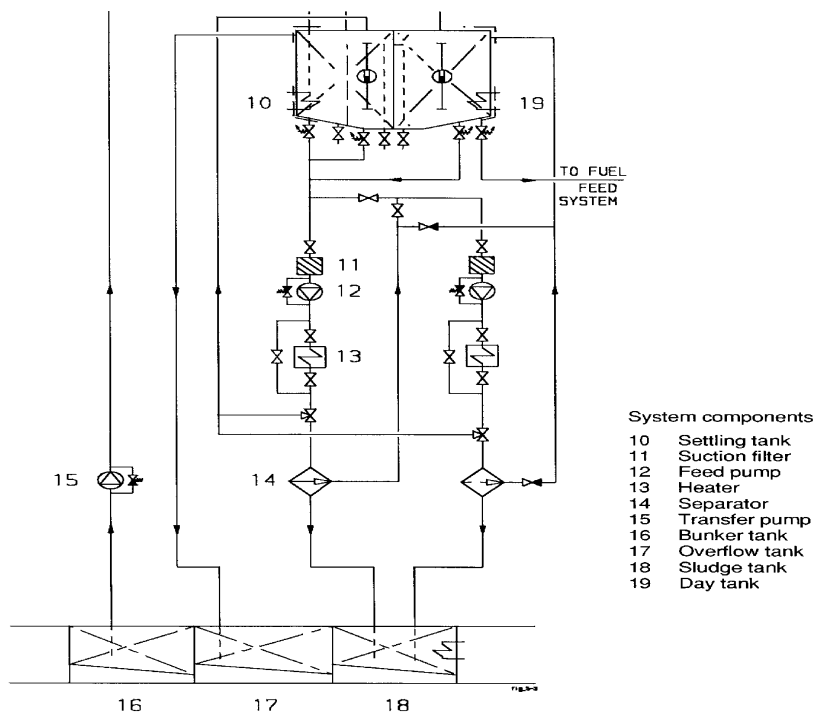
Rys. 2.7. Schemat instalacji oczyszczającej oleju napędowego silników spalających oleje ciężkie: 1 -zbiorniki rozchodowe oleju napędowego; 2 - wirówka oleju napędowego; 3 - pompa transportowa oleju napędowego; 4 - zbiornik przelewów oleju napędowego; 5 - zbiornik ścieków i odwodnień.

Właściwe oczyszczenie olejów ciężkich z popiołu i wody odbywa się przez ich wirowanie. Wirowanie olejów ciężkich przeprowadza się w dwóch następujących po sobie stopniach pracujących w układzie szeregowym, z których pierwszy stanowi wirówka oczyszczająca - puryfikikator, a drugi klaryfikator. W pierwszym stopniu wirowania usuwana jest woda i grubsze zanieczyszczenia stałe, w drugim natomiast pozostałości zanieczyszczeń, których nie udało się usunąć w pierwszym stopniu oczyszczania.

Schemat instalacji oczyszczającej oleje ciężkie z dwustopniowym wirowaniem przedstawia rysunek:



Rys. 2.8. Schemat instalacji oczyszczającej oleju ciężkiego z wirowaniem dwustopniowym 1 - zbiorniki osadowe oleju ciężkiego; 2 - wirówka oczyszczająca (purifikator) oleju ciężkiego; 3 - wirówka klarująca (klaryfikator) oleju ciężkiego; 4 - zbiorniki rozchodowe oleju ciężkiego; 5 - zbiornik przelewów oleju ciężkiego; 6 - zbiornik ścieków i odwodnień.

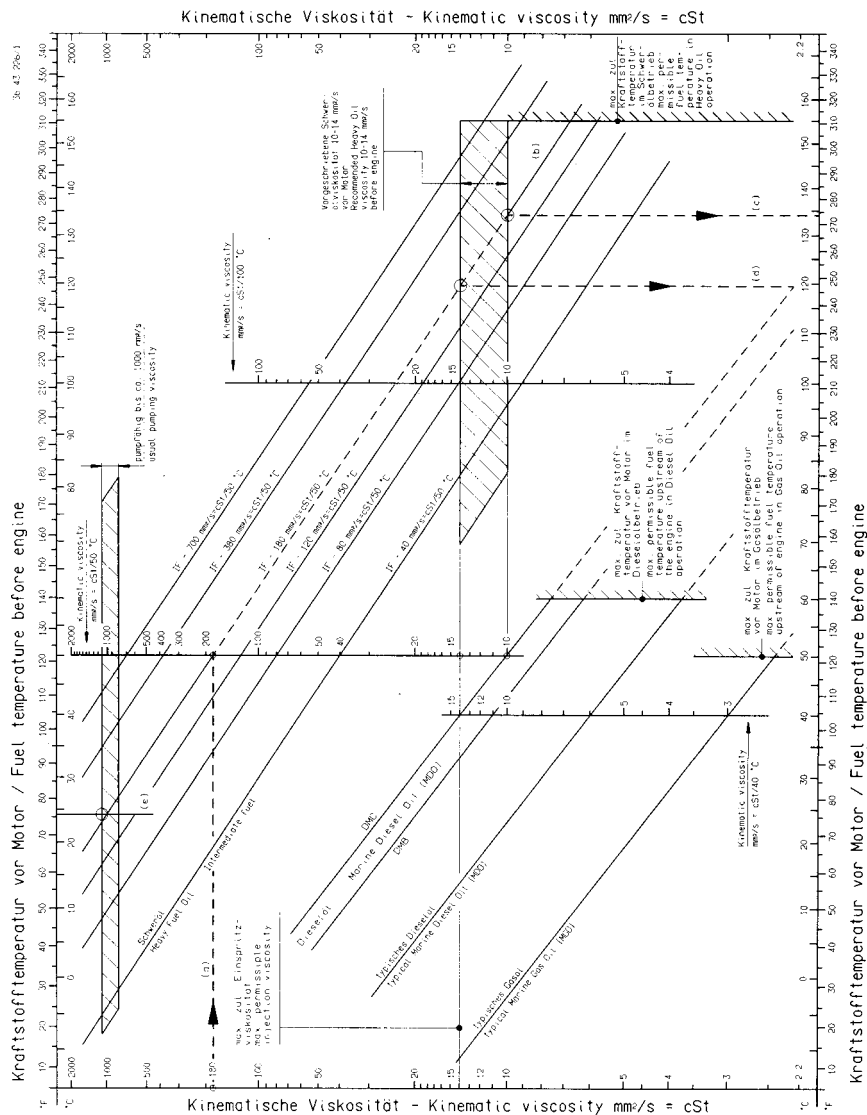


Rys. 2.9. Schemat instalacji oczyszczającej oleju ciężkiego z wirowaniem dwustopniowym

Dawniej z uwagi na większą jednorodność olejów ciężkich stosowano wirowanie jednostopniowe z odpowiednio zredukowaną, zależnie od lepkości oczyszczonego paliwa,

wydajnością. Przy jednostopniowym wirowaniu wirówka pracowała jako wirówka oczyszczająca (puryfikator).

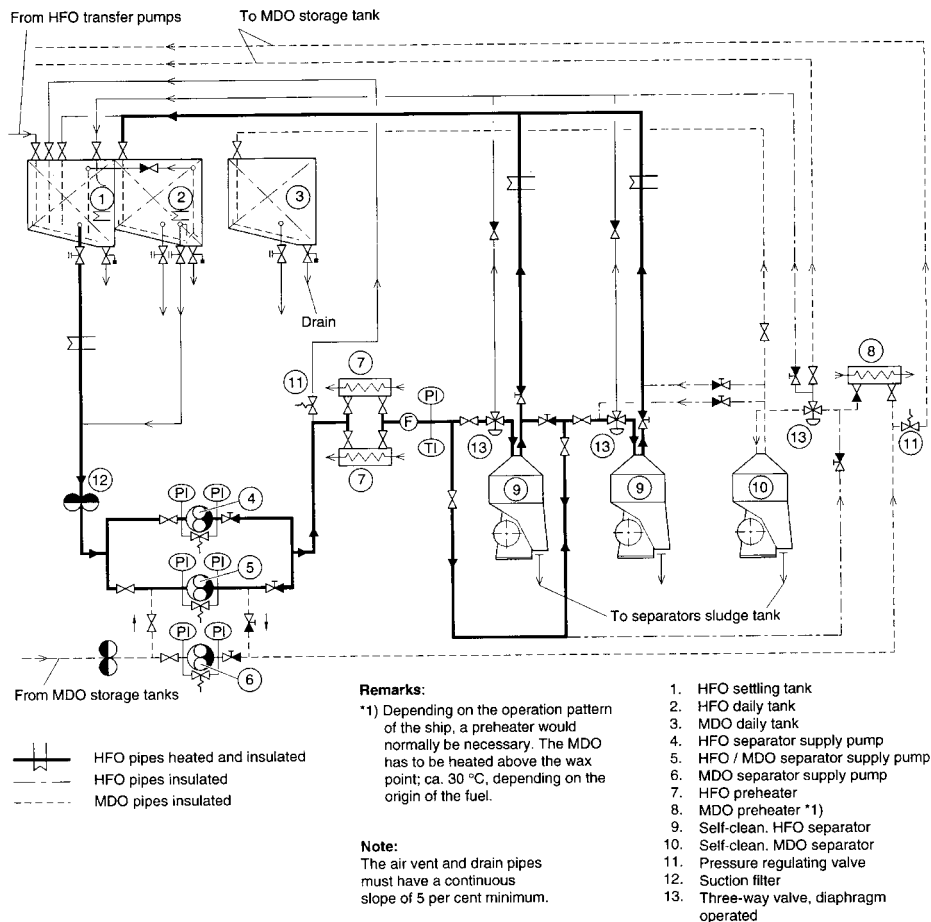
Proces wirowania oleju ciężkiego, zależnie od jego gatunku, jest prowadzony w temperaturach 70 do 100°C, co zapewnia uzyskanie wymaganej lepkości wynoszącej 30 cSt.



Rys. 2.10. Nomogram zależności między temperaturą, a lepkością dla różnych paliw.

Dodawana w procesie wirowania gorąca woda słodka służy jedynie do odnawiania zamknięcia wodnego wirówek. Możliwe jest również instalowanie jednej wirówki samo oczyszczającej o wydajności wystarczającej do oczyszczania dobowego zużycia oleju ciężkiego przez siłownię w ciągu 20 godzin oraz wirówki rezerwowej o takiej samej wydajności, która może być równocześnie wirówką dla oleju napędowego. Obie te wirówki mogą również pracować szeregowo w układzie puryfikator-klaryfikator w przypadkach, gdy zabunkrowane paliwo jest niskiej jakości. Olej ciężki po oczyszczeniu w wirówkach jest gromadzony, podobnie jak w instalacji oleju napędowego, w dwóch zbiornikach rozchodowych, w których utrzymywana jest lepkość oleju ciężkiego w granicach 50 do 230 cSt.

Oczyszczanie oleju ciężkiego może być również przeprowadzane wyłącznie za pomocą filtrów specjalnej konstrukcji, umożliwiających usuwanie wody z paliwa oraz zanieczyszczeń stałych znajdujących się w paliwie.

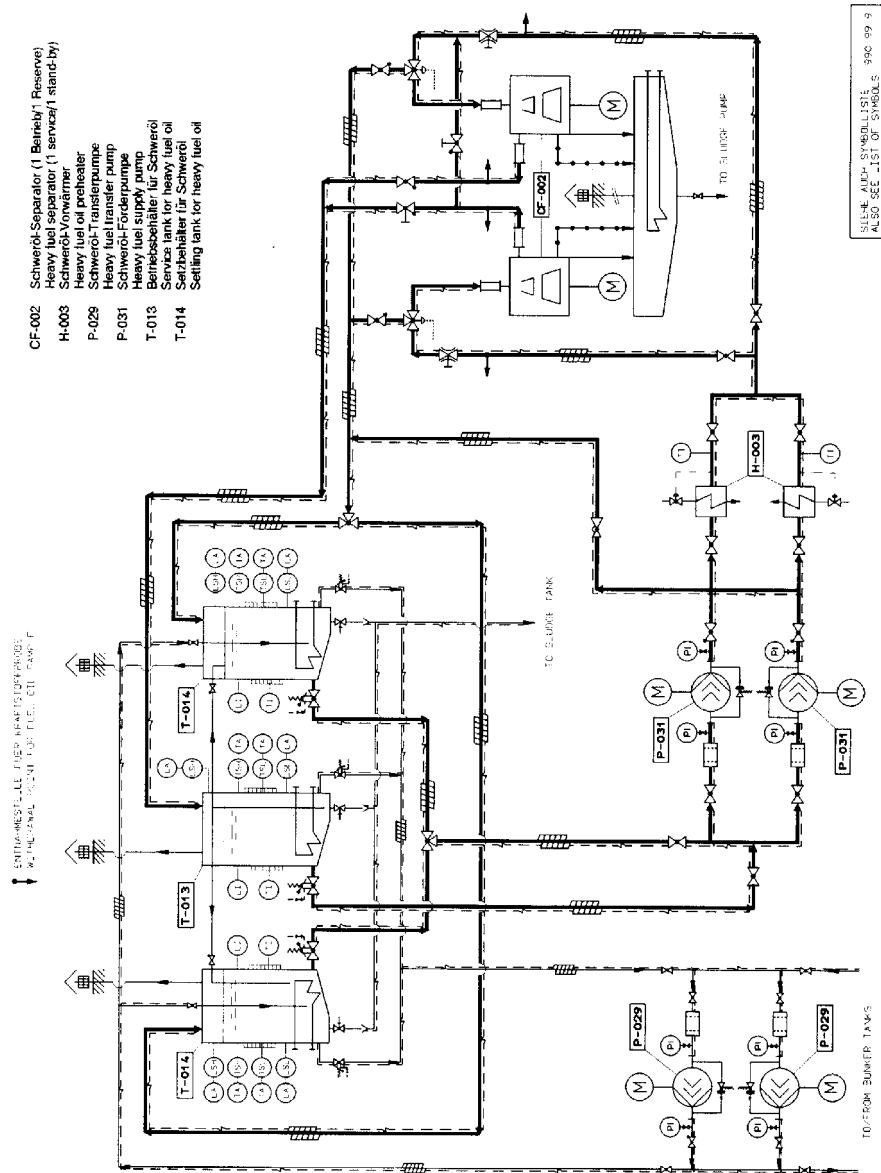


Rys. 2.11. Schemat instalacji oczyszczania paliwa ciężkiego (dwustopniowo) i lekkiego.

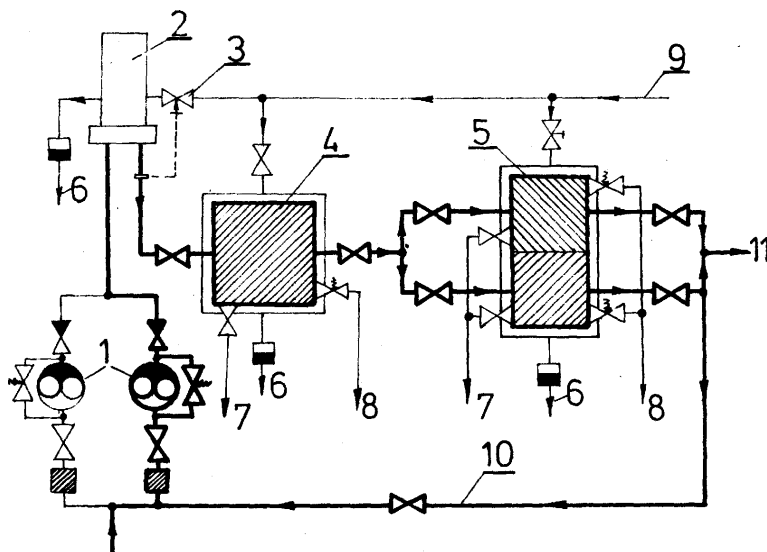
Ze zbiornika osadowego olej ciężki jest tłoczony jedną z dwóch pomp transportowych I do podgrzewacza parowego 2, w którym olej jest podgrzewany do temperatury regulowanej zaworem termostatycznym 3. Usuwanie wody oraz grubszych zanieczyszczeń odbywa się w ogrzewanym parą filtrze wstępnym 4, składającym się z trzech elementów pracujących równolegle, które są okresowo oczyszczane przy przekroczeniu dopuszczalnego spadku ciśnienia w filtrze. Wydzielona w tym filtrze woda oraz szlam są odprowadzane do zbiornika szlamu. Wstępnie oczyszczony olej jest następnie kierowany do ogrzewanego parą filtra podwójnego 5, w którym następuje ostateczne oczyszczenie oleju ciężkiego. Proces oczyszczania filtra wstępnego, odprowadzania wydzielonej wody oraz przełączania przepływu w filtrze drugiego stopnia jest całkowicie zautomatyzowany.

Cały zestaw filtrów wraz z pompami, podgrzewaczem oraz układem sterowania jest dostarczany przez producenta w postaci bloku konstrukcyjnego (modułu), zmontowanego na wspólnej podstawie. Oczyszczanie oleju ciężkiego wyłącznie w filtrach, mimo że było stosowane na szeregu statkach, nie znalazło powszechnego zastosowania, a niektórzy producenci silników, np. Sulzer, nie akceptują tego rozwiązania dla produkowanych przez nich silników.

Schemat instalacji oczyszczającej tego typu w wykonaniu firmy Vokes przedstawia rysunek 2.13.



Rys. 2.12. Schemat instalacji oczyszczającej oleju ciężkiego z wirowaniem dwustopniowym.



Rys. 2.13. Schemat instalacji oczyszczania olejów ciężkich za pomocą filtrów: 1 - pompy transportowe (podające); 2 - podgrzewacz parowy; 3 - zawór termostaticzny; 4 - filtr wstępny; 5 - filtr podwójny końcowego oczyszczania; 6 - odprowadzenie skroplin pary grzewczej; 7 - odłot szlamu; 8 - odłot do zbiornika oleju ciężkiego nie oczyszczonego; 9 - dolot pary; 10 - rurociąg recyrkulacyjny; 11 - dolot oczyszczonego paliwa do silnika.

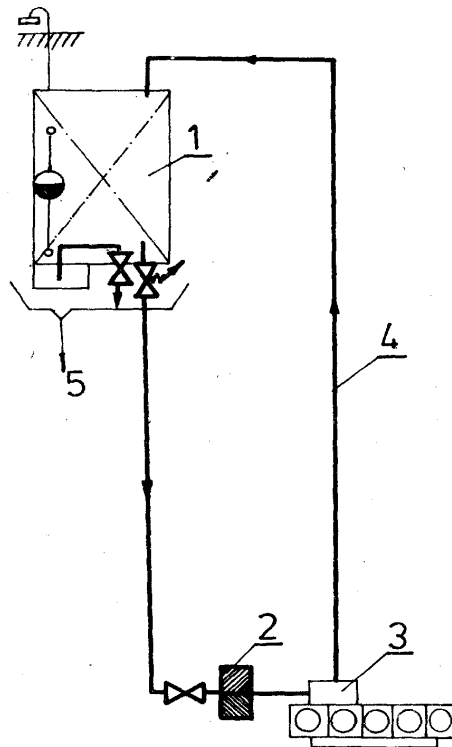
## 2.5. INSTALACJE ZASILANIA SILNIKÓW PALIWEM

Najprostsze pod względem rozwiązania są instalacje zasilania silników spalających wyłącznie oleje napędowe lekkie. Jeżeli istnieje możliwość umieszczenia zbiorników rozchodowych (dla silników mniejszej mocy jednego zbiornika rozchodowego) na dostatecznej wysokości, powyżej poziomu wtryskowych pomp paliwowych silnika, wówczas stosuje się grawitacyjną instalację zasilającą. Schemat takiej instalacji zasilającej, stosowanej najczęściej dla silników niewielkiej mocy (silniki zespołów awaryjnych, silniki napędowe małych jednostek, silniki zespołów prądotwórczych) przedstawia rysunek 2.14.

Olej napędowy ze zbiornika lub zbiorników rozchodowych l doprowadzany jest poprzez filtr podwójny 2 do pomp wtryskowych silnika 3, których przelewy są odprowadzane z powrotem do zbiornika rozchodowego.

Odpowietrzenia pomp wtryskowych i filtrów są odprowadzane do zbiornika przelewów, natomiast przecieki do zbiornika przecieków i odwodnień.

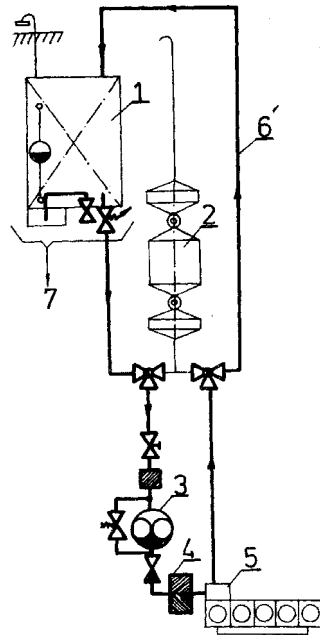
Jeżeli dostatecznie wysokie umieszczenie zbiorników rozchodowych nie jest możliwe, pomiędzy zbiornikiem a silnikiem instaluje się pompę podającą. Schemat instalacji przedstawia rysunek 2.15.



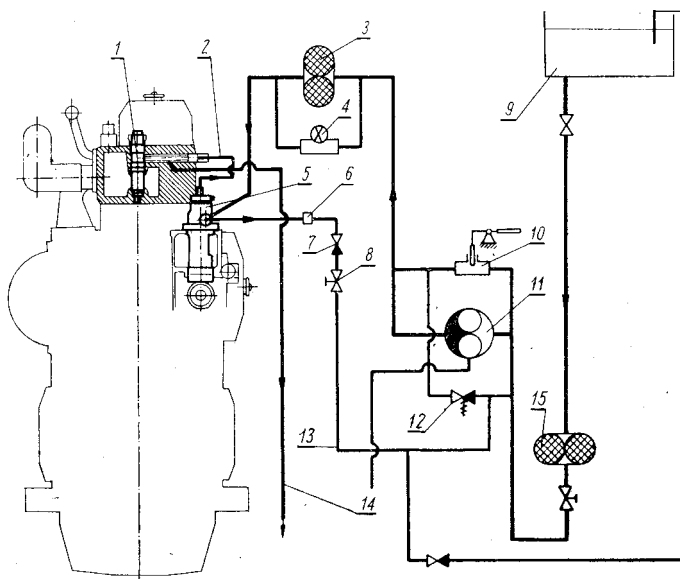
Rys. 2.14. Schemat grawitacyjnej, paliwowej instalacji zasilającej dla silników spalających oleje napędowe lekkie: 1 - zbiornik rozchodowy; 2 - filtr podwójny; 3 - pompy wtryskowe; 4 - przelewy z pomp wtryskowych; 5 - do zbiornika ścieków i odwodnień.

Silniki zespołów, prądotwórczych są zasilane olejem napędowym najczęściej grawitacyjnie, z osobnego zbiornika rozchodowego lub też z głównych zbiorników rozchodowych osobnym rurociągiem poboru paliwa.

Jeżeli usytuowanie silników pomocniczych w stosunku do zbiorników rozchodowych nie pozwala na ich grawitacyjne zasilanie, stosuje się pompy podające. Zespoły awaryjne są zawsze zasilane z osobnego zbiornika paliwa.



Rys 2.15. Schemat paliwowej instalacji zasilającej z pompą podającą dla silników spalających oleje napędowe lekkie: 1 - zbiornik rozchodowy; 2 - zbiornik pomiarowy; 3 - pompa podająca; 4 - filtr podwójny, 5 - pompy wtryskowe; 6 - przelew z pomp wtryskowych; 7 - do zbiornika ścieków i odwodnień.

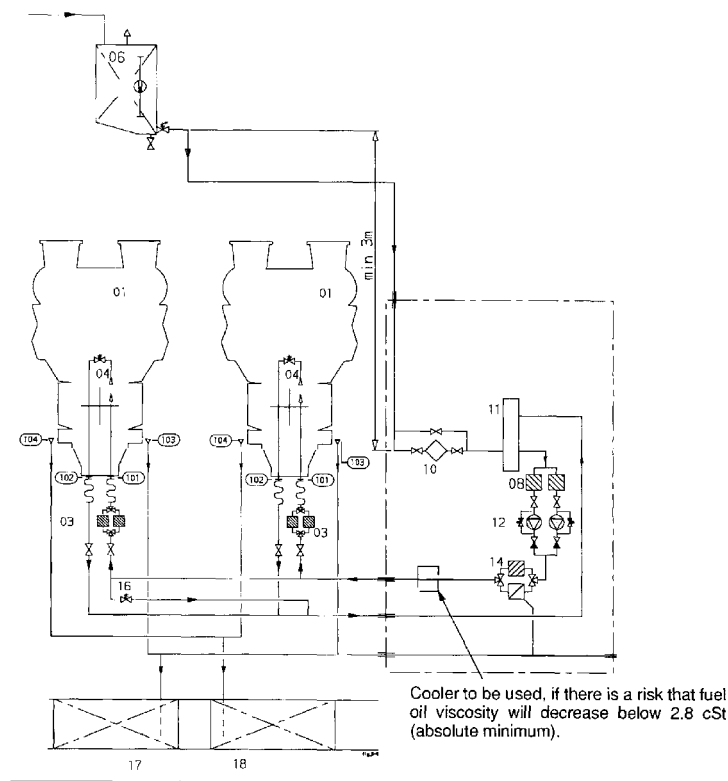


Rys.2.16. Schemat instalacji zasilania paliwem silnika zespołu prądotwórczego firmy Sulzer, typu A25: 1 - wtryskiwacz; 2 - przewód wtryskowy; 3 - filtr paliwa dokładnego oczyszczenia; 4 - wskaźnik zanieczyszczenia filtra; 5 - pompa wtryskowa; 6 - zwężka; 7 - zawór zwrotny; 8 - zawór; 9 - zbiornik rozchodowy paliwa; 10 - pompa ręczna; 11 - pompa podająca; 12 - zawór regulujący ciśnienie; 13 - przewód przelewowy; 14 - przewód ściekowy; 15 - filtr paliwa.

W instalacjach, w których paliwo jest doprowadzane do silników głównych przez pompę podającą, z wyjątkiem instalacji składających się z więcej niż dwóch silników, z których każdy wyposażony jest we własną pompę podającą, przewidziane są środki zapewniające doprowadzenie paliwa do silników w przypadku awarii pompy podającej.

Wymagania te nie dotyczą statków ograniczonego rejonu żeglugi II i III. Spełnienie tych wymagań prowadzi do instalowania na statkach nieograniczonego rejonu żeglugi i ograniczonego rejonu żeglugi I rezerwowej pompy podającej. Na ssaniu tych pomp instaluje się pojedynczy filtr

siatkowy. Na tłoczeniu pompy podającej, przed wtryskowymi pompami paliwowymi, instaluje się filtr podwójny dokładnego oczyszczania o stopniu filtracji 10 do 20  $\mu\text{m}$ .



#### System components

01	Diesel engine Wärtsilä Vasa 46
03	Safety filter
04	Pressure control valve
06	Day tank, diesel fuel
08	Suction filter
10	Flow meter
11	Mixing tank
12	Fuel circulating pump
14	Automatic filter
16	Overflow valve
17	Leak fuel tank, clean fuel
18	Leak fuel tank, dirty fuel

#### Pipe connections

101	Fuel inlet
102	Fuel outlet
103	Leak fuel drain, clean fuel
104	Leak fuel drain, dirty fuel

#### Pipe dimensions

R46	V46
DN 25	DN 32
DN 25	DN 32
DN 25	DN 25
DN 40	DN 40

Size of the piping in the installation to be calculated case by case.

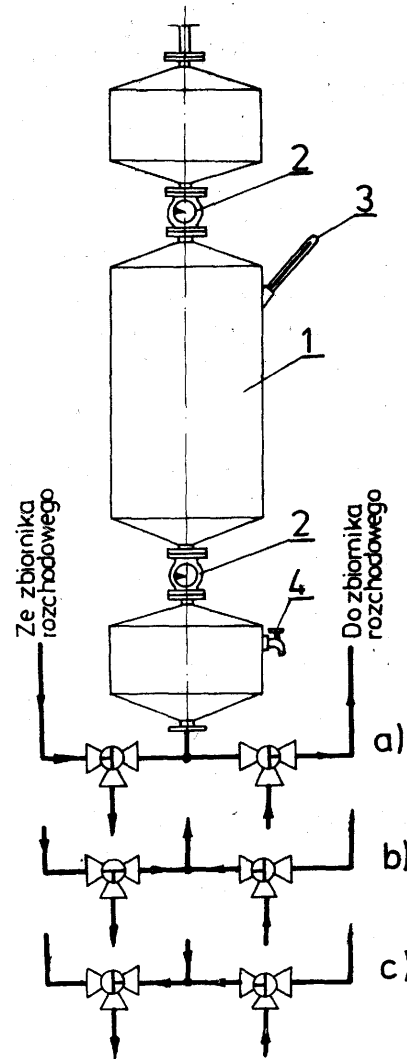
Rys.2.17. Schemat paliwowej instalacji zasilającej z pompą podającą dla silników spalających oleje napędowe lekkie.

Układ instalacji lub konstrukcja filtrów paliwa na rurociągu doprowadzającym paliwo do pomp paliwowych powinny pozwalać na ich czyszczenie bez zatrzymywania silnika. Odprowadzenia przelewów z pomp paliwowych, odpowietrzeń z pomp i filtrów oraz przecieków są wykonane w taki sam sposób jak w grawitacyjnej instalacji zasilającej.

Często w instalacjach zasilania silników olejem napędowym instaluje się zbiornik pomiarowy. Typowy zbiornik pomiarowy przedstawia rysunek 2.18.

Składa się on z trzech części walcowych, zakończonych powierzchniami stożkowymi, połączonych przeziernikami z oznaczonym poziomem. Właściwy zbiornik pomiarowy stanowi część środkowa, natomiast część górna i dolna ma za zadanie zachować ciągłość dopływu paliwa do silnika. Zbiornik zakończony jest od góry odpowietrzeniem, które musi być wyprowadzane powyżej maksymalnego poziomu paliwa w zbiorniku rozchodowym oraz ma zainstalowany termometr i kurek do pobierania próbki paliwa. Objętość części środkowej jest dobierana w taki sposób, aby czas jej opróżniania przy pełnym obciążeniu silnika wynosił 1,5 do 2 minut. Zbiornik pomiarowy podłącza się równolegle ze zbiornikiem rozchodowym z możliwością skierowania przelewów z pomp wtryskowych silnika na ssanie pompy podającej.





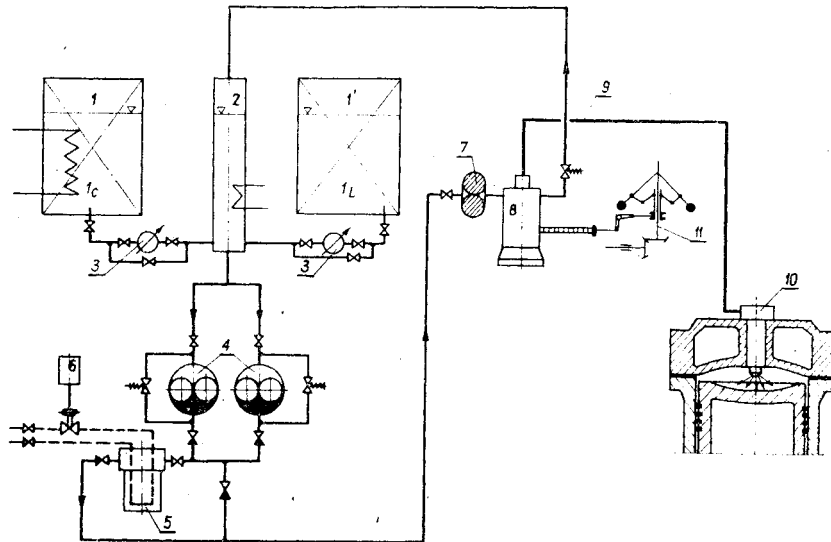
Rys. 2.18. Zbiornik pomiarowy paliwa i jego działanie: 1 - zbiornik pomiarowy; 2 - przeziernik; 3 - termometr; 4 - kurek do pobierania próbki paliwa a) normalna praca silnika, b) napełnianie zbiornika pomiarowego, c) pomiar zużycia paliwa.

Instalacje zasilania silników spalających oleje ciężkie mogą być wykonane w rozmaity sposób w zależności od tego, czy rozruch i manewry silnika wymagają zastosowania oleju napędowego, czy też mogą odbywać się przy użyciu oleju ciężkiego. W obu jednak przypadkach instalacja zasilania musi umożliwiać zmianę rodzaju spalanego paliwa bez potrzeby zatrzymywania silnika oraz zapewniać doprowadzenie do silnika paliwa podgrzanego do takiej temperatury, aby jego lepkość wynosiła minimalnie (17-26 cSt, 2,5~3,5°E). Oznacza to, że instalacja zasilania takich silników musi umożliwiać doprowadzanie do pomp wtryskowych dwóch różnych rodzajów paliwa, z których jedno (olej ciężki) wymaga dodatkowo podgrzania przed samym silnikiem.

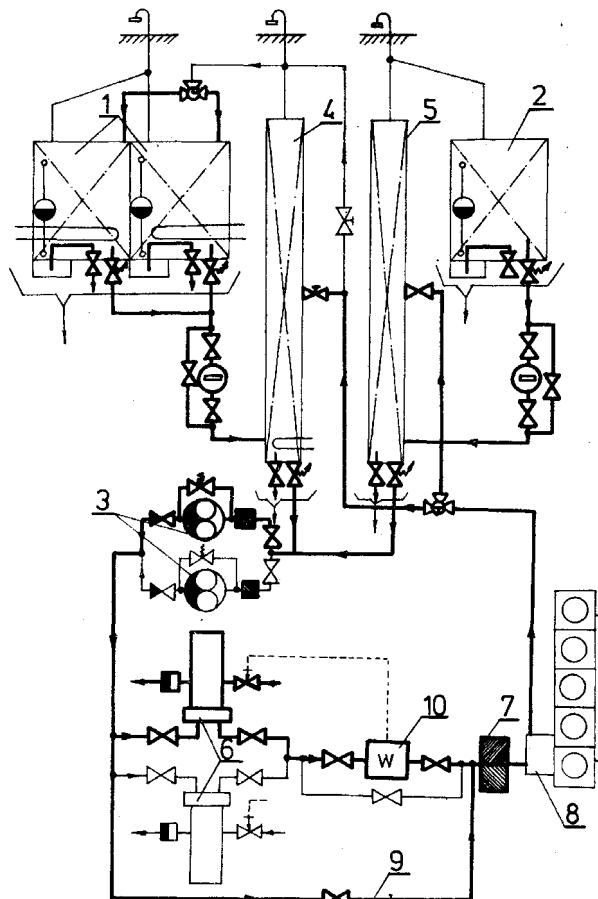
Konieczność umożliwienia spalania oleju napędowego w silnikach, które mogą być uruchamiane na paliwie ciężkim wynika z zaleceń producenta silnika, stosowania lżejszego paliwa w przypadkach, gdy instalacja paliwowa, pompy wtryskowe i zawory mają być poddane przeglądowi oraz dla przepłukania całej instalacji przed dłuższymi postojami w portach.

Schemat instalacji zasilającej silnika w przypadku, gdy jego rozruch, manewry i zatrzymywanie wymagają stosowania oleju napędowego, przedstawia rysunek 2.19.

Zarówno olej ciężki jak i olej napędowy dopływają grawitacyjnie ze zbiorników rozchodowych 1 i 2 nie bezpośrednio na ssanie pomp podających 3, lecz za pośrednictwem zbiorników powrotnych 4 i 5 zwanych, również zbiornikami zwrotnymi.



Rys. 2.19. Uproszczony schemat instalacji zasilania paliwem silnika okrętowego dużej mocy: 1 - zbiorniki rozchodowe (1c - paliwa ciężkiego, 1L - paliwa lekkiego); 2 - zbiornik obiegowy (mieszankowy); 3 - urządzenia pomiarowe; 4 - pompy podające; 5 - podgrzewacz paliwa; 6 - regulator lepkości paliwa; 7 - filtr paliwa dokładnego czyszczenia, 8 - pompy wtryskowe; 9 - przewody paliwowe wysokiego ciśnienia; 10 - wtryskiwacze; 11 - regulator prędkości obrotowej.



Rys. 2.20. Schemat paliwowej instalacji zasilającej silnika spalającego oleje ciężkie (rozruch i manewry na oleju napędowym): 1 - zbiorniki rozchodowe oleju ciężkiego; 2 - zbiornik rozchodowy oleju napędowego; 3 - pompy podające; 4 - zbiornik powrotny oleju ciężkiego; 5 - zbiornik powrotny oleju napędowego; 6 - parowe podgrzewacze oleju ciężkiego; 7 - filtr podwójny; 8 - wtryskowe pompy paliwowe; 9 - omińnięcie podgrzewacza; 10 - wiskozymetr.

Zbiorniki te o pojemności 1/30 do 1/40 pojemności zbiornika rozchodowego są wykonane jako pionowe zbiorniki rurowe i są usytuowane w taki sposób, że szczyt tych zbiorników znajduje się około 0,5 m ponad zbiornikami rozchodowymi. Do zbiorników tych w połowie ich wysokości są odprowadzane przelewy z pomp paliwowych silnika. Zadaniem zbiorników powrotnych jest zapobieżenie pienieniu się paliwa oraz umożliwienie spokojnego wydzielania się gazów z paliwa pochodzącego z przelewów.

W czasie przełączania pracy instalacji z oleju napędowego na olej ciężki i odwrotnie następuje okresowe mieszanie obydwu paliw z narastającym udziałem w mieszaniu paliwa, na które instalacja jest przełączana. Dodatkowo skierowanie wysoko podgrzanego paliwa z przelewów z powrotem na ssanie pompy podającej umożliwia zastosowanie mniejszego podgrzewacza przed silnikiem.

Paliwo ze zbiorników powrotnych jest zasysane przez jedną z dwóch pomp podających 3, która tłoczy olej ciężki przez Ogrzewany parą podgrzewacz 6 i filtr podwójny 7 do wtryskowych pomp paliwowych 8 silnika. W czasie rozruchu i manewrów olej napędowy jest tłoczony przez omińnięcie 9 podgrzewacza oleju ciężkiego.

Regulację właściwej lepkości paliwa wtryskiwanego do silnika zapewnia wiskozymetr 10 sterujący zaworem regulującym dopływ pary grzewczej do podgrzewacza paliwa przed silnikiem.

Na wypadek konieczności nagłego zatrzymania silnika pracującego na paliwie ciężkim, przelewy z pomp wtryskowych silnika kierowane są do zbiornika rozchodowego paliwa ciężkiego, natomiast do zbiornika powrotnego doprowadzany jest olej napędowy, który umożliwia przepłukanie całej instalacji, poprowadzeniem paliwa ciężkiego i oleju napędowego do zbiornika powrotnego steruje napędzany elektrycznie lub pneumatycznie zawór trójdrogowy.

Odpowietrzenie zbiornika powrotnego jest wyposażone w oddzielną kondensat, którego zadaniem jest doprowadzenie do skroplenia par paliwa i pary wodnej, uchodzących z podgrzanego do stosunkowo wysokiej temperatury paliwa znajdującego się w zbiorniku powrotnym.

Skropliny te są odprowadzane do zbiornika ścieków i odwodnień. Celem uniknięcia przedwczesnego skraplania się tych par i ich powrotnego spływu do zbiornika powrotnego rurociąg odpowietrzający z tego zbiornika powinien być izolowany cieplnie. Oddzielną kondensat powinien być umieszczony co najmniej około 2 m ponad zbiornikiem rozchodowym oleju napędowego. Takie usytuowanie uniemożliwia przepływ paliwa przez to urządzenie do zbiornika przelewów w przypadku, gdy rurociągi przelewowe ze zbiorników są połączone, co normalnie jest stosowane.

Wszystkie zbiorniki łącznie z pompami wtryskowymi w instalacji zasilania silnika olejem ciężkim są podgrzewane parą oraz starannie zaizolowane. Rurociągi, którymi przepływa olej ciężki, są izolowane cieplnie, a przy stosowaniu paliw o większych lepkościach również ogrzewane. Do pomiaru zużycia paliwa stosowane są przepływomierze typu objętościowego, ponieważ zbiorniki pomiarowe nie zapewniają dostatecznie dokładnego pomiaru przy większych lepkościach paliwa.

W podgrzewaczach instalowanych w siłowniach okrętowych stosuje się ręczną lub automatyczną regulację efektów działania danego urządzenia. Szczególnie prosta, dokładna i bezstopniowa jest regulacja w podgrzewaczach zasilanych parą. Regulacja ręczna polega na odpowiednim dławieniu przelotu pary grzewczej zaworem wlotowym do podgrzewacza według wskazań termometru na wylocie ogrzewanego czynnika.

System taki jest jednakże kłopotliwy w działaniu dla obsługi i nie zapewnia stałości temperatury podgrzania, szczególnie zmieniającej się wartości wydajności przepływu czynnika ogrzewanego.

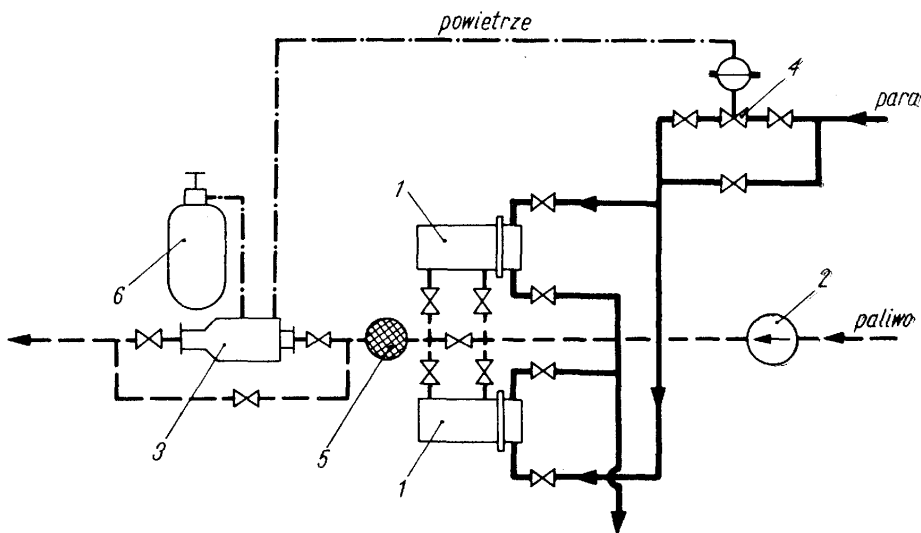
Regulacja automatyczna podgrzewacza może być sterowana impulsem pochodzącym:

- bezpośrednio od temperatury ogrzewanego czynnika,
- od lepkości czynnika, która jest funkcją temperatury,
- od ciężaru właściwego w funkcji temperatury.

W praktyce stosowane są w regulacji dwa pierwsze rodzaje impulsów. Elementem sterującym jest tam termostat wmontowany na rurociągu wylotowym podgrzewanego oleju (lub wody), który działa bezpośrednio na zawór termostatyczny wlotu pary grzewczej. W razie uszkodzenia termostatu lub zaworu termostatycznego możliwa jest ręczna regulacja procesu podgrzewania poprzez zamknięcie i otwarcie odpowiednich zaworów tak, by para przepływała przewodem omijającym zawór termostatyczny.

W podgrzewaczach oleju napędowego lub opałowego w instalacjach okrętowych regulacja procesu podgrzewania sterowana jest wskazaniami wiskozystatu, tj. przyrządu regulującego lepkość czynnika, gdyż celem podgrzewania paliwa jest uzyskanie odpowiedniej lepkości, a nie temperatury. Dzięki stosowaniu wiskozystatu jako nadajnika impulsów regulacyjnych, instalacja podgrzewania paliwa jest bardziej uniwersalna i może być stosowana do różnego rodzaju olejów, bez konieczności jej każdorazowego przystosowywania.

Schemat instalacji grzewczej parowej paliwa z regulacją procesu podgrzewania za pomocą wiskozystatu pokazany jest na rysunku:



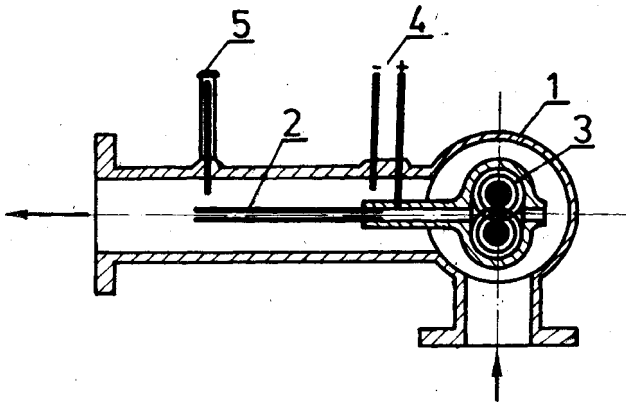
Rys. 2.21. Schemat instalacji grzewczej parowej paliwa z regulacją wiskozystatem: 1 - podgrzewacz; 2 - pompa; 3 - wiskozystat; 4 - zawór pary; 5 - filtr; 6 - butla sprężonego powietrza.

Wskazania wiskozystatu 3 powodują powstawanie impulsów ciśnienia powietrza działających na membranę zaworu pary 4. Gdy lepkość podgrzewanego paliwa wzrasta, nacisk powietrza na membranę rośnie, zawór zostaje bardziej otwarty i do podgrzewacza 1 dopływa więcej pary, temperatura paliwa rośnie więc, a lepkość maleje. Odwrotnie przy spadku lepkości zawór dławi dopływ pary do podgrzewacza.

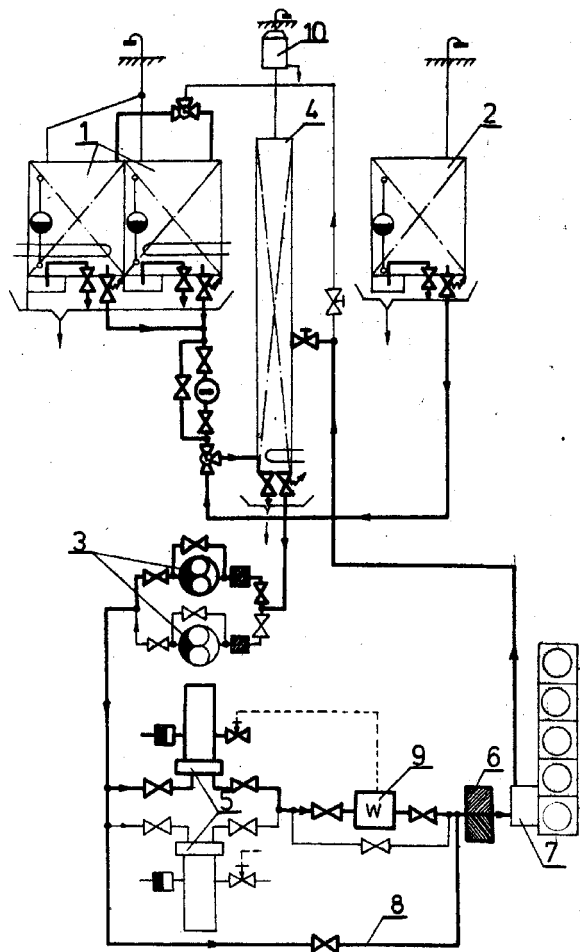
Wiskozymetry stosowane w układzie regulacji lepkości paliwa ciężkiego działają na różnych zasadach. Rysunek 2.22. przedstawia zasadę działania wiskozymetru firmy VAF (Holandia).

W obudowie 1 wiskozymetru zamontowana jest spiralnie zwinięta kapilara 2 eliminująca wpływ zmian ciśnienia tłoczonego paliwa i natężenia przepływu paliwa na dokładność wskazań przyrządu. Kapilara 2 wraz z zębatą pompą 3, napędzaną przez przekładnię zębatą silnikiem elektrycznym, stanowią element pomiarowy wiskozymetru. Pompa zębata zapewnia stałe natężenie przepływu paliwa przez kapilarę. Ponieważ przepływ ten jest typu laminarnego, spadek ciśnienia na kapilarze jest wprost proporcjonalny do lepkości paliwa. Stanowi on sygnał sterujący otwarciem zaworu doprowadzającego parę do podgrzewacza paliwa.

Jeżeli silnik można uruchamiać i manewrować na paliwie ciężkim, w paliwowej instalacji zasilającej stosuje się tylko jeden zbiornik powrotny, wspólny dla paliwa ciężkiego i oleju napędowego. Schemat takiej instalacji przedstawia rysunek 2.23.

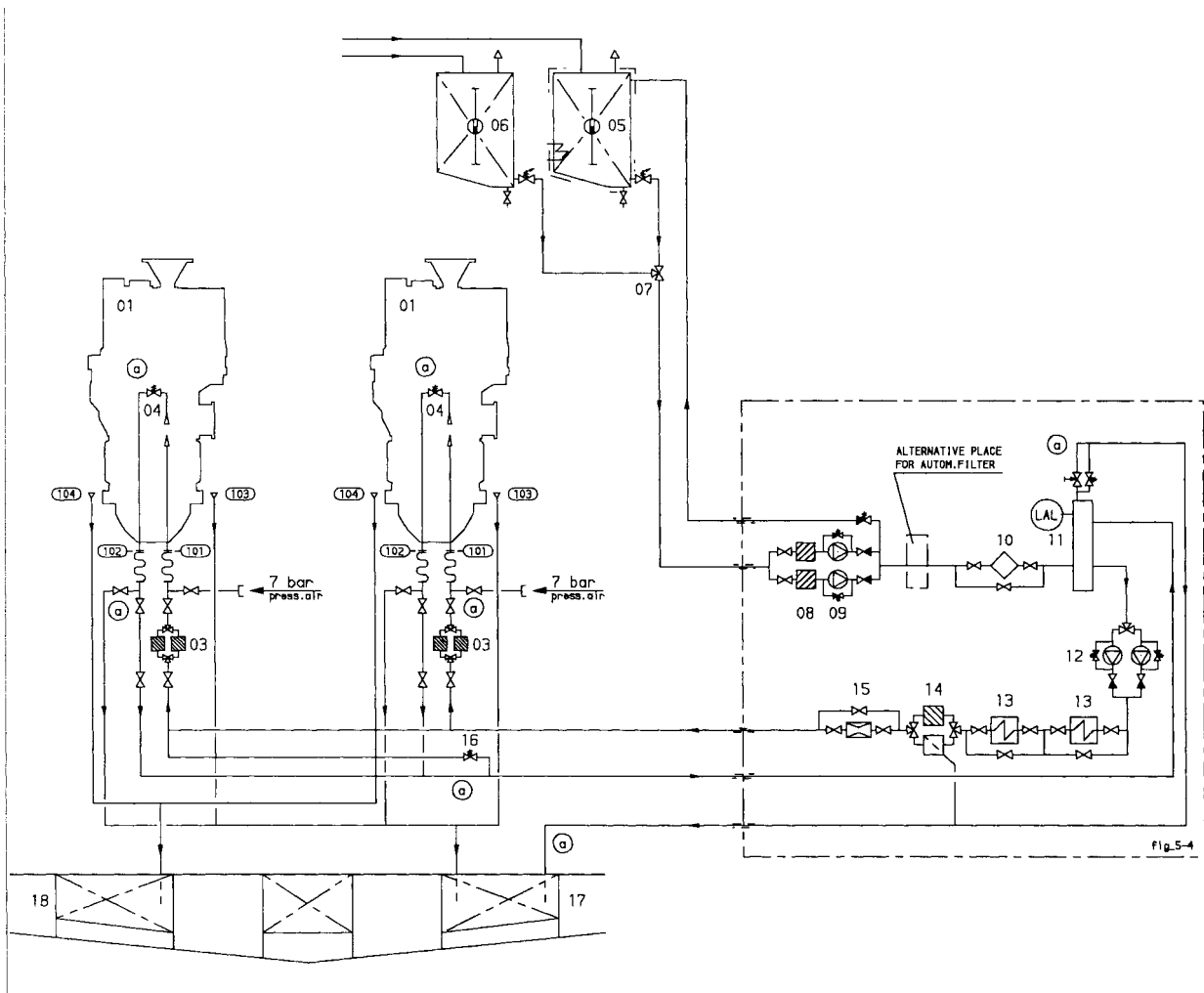


Rys. 2.22. Zasada działania wiskozymetru z rurką kapilarną: 1 - obudowa; 2 - kapilara; 3 - pompa zębata; 4 - rurki pomiaru ciśnień; 5 - termometr.

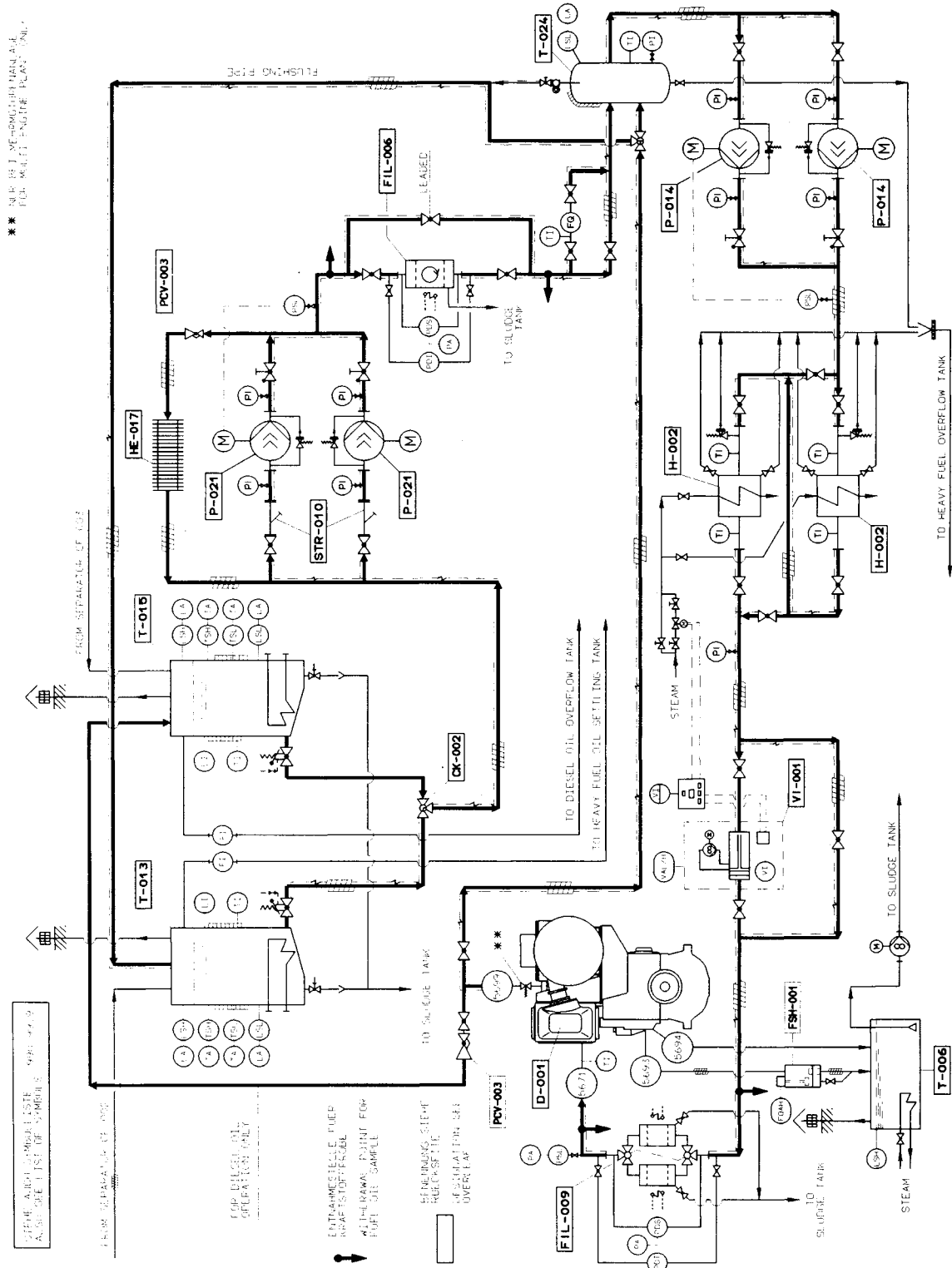


Rys. 2.23. Schemat paliwowej instalacji silnika spalającego oleje ciężkie (rozruch i manewry na oleju ciężkim): 1 - zbiorniki rozchodowe oleju ciężkiego; 2 - zbiornik rozchodowy oleju napędowego lekkiego; 3 - pompy podające; 4 - zbiornik powrotny; 5 - parowe podgrzewacze oleju ciężkiego; 6 - filtr podwójny; 7 - wtryskowe pompy paliwowe; 8 - omińciec podgrzewacza; 9 - wiskozystat; 10 - odwadniacz.

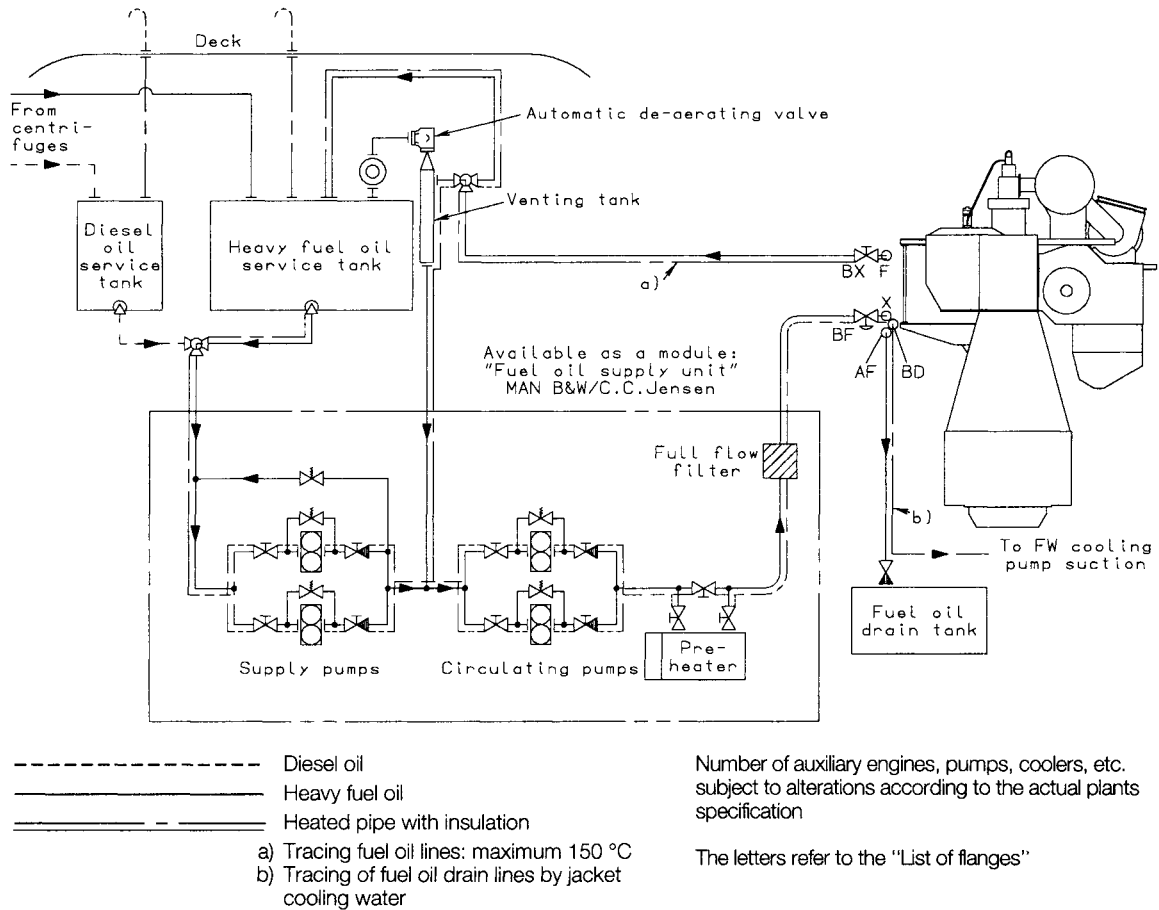
Przed uruchomieniem silnika podgrzewa się parą całą instalację. Następnie uruchamia się pompę podającą, która w pierwszym etapie wymusza obieg na drodze pompa podająca, podgrzewacz, zbiornik powrotny, a w drugim etapie pompa podająca, podgrzewacz, filtr, pompy wtryskowe, zbiornik powrotny. Odpowietrzenie i przepłukanie gorącym paliwem przewodów i zaworów wtryskowych przed uruchomieniem silnika przeprowadza się dławiąc przepływ paliwa zaworem umieszczonym na przelewie z pomp wtryskowych.



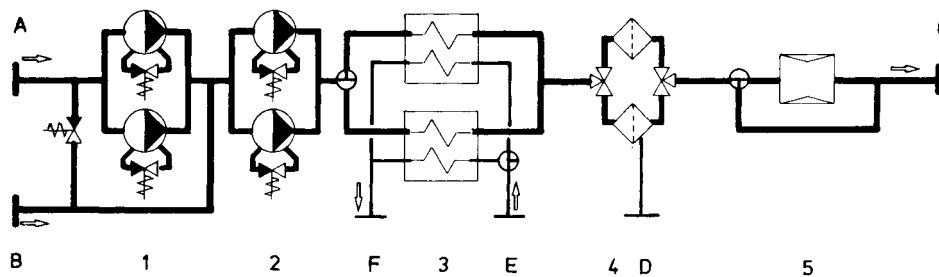
Rys. 2.24. Schemat paliwowej instalacji silników średnioobrotowych – Wartsila - Vasa 46 spalających oleje napędowe ciężkie: 1 - silniki 3 - filtry dokładnego oczyszczania; 4 - zawory stało ciśnieniowe; 5 - zbiornik rozchodowy, paliwo ciężkie; 06 - zbiornik rozchodowy, paliwo lekkie; 7 - zawór trójdrogowy; 8 - filtry wstępne; 9 - pompy zasilające; 10 - przepływomierz; 11 zbiornik odpowietrzający; 12 pompy cyrkulacyjne; 13 podgrzewacze; 14 filtry automatyczne; 15 regulator lepkości; 16 – zawór nadmiarowy; 17 - zbiornik przecieków paliwa, paliwo czyste; 18 zbiornik przecieków paliwa, paliwo zanieczyszczone; 101 – dołot paliwa; 102 – odłot paliwa; 103 – ścieki paliwa czyste; 104 - ścieki paliwa zanieczyszczone.



Rys. 2.25. Schemat paliwowej instalacji silników średnioobrotowych – B&W L58/64 spalających oleje napędowe ciężkie.

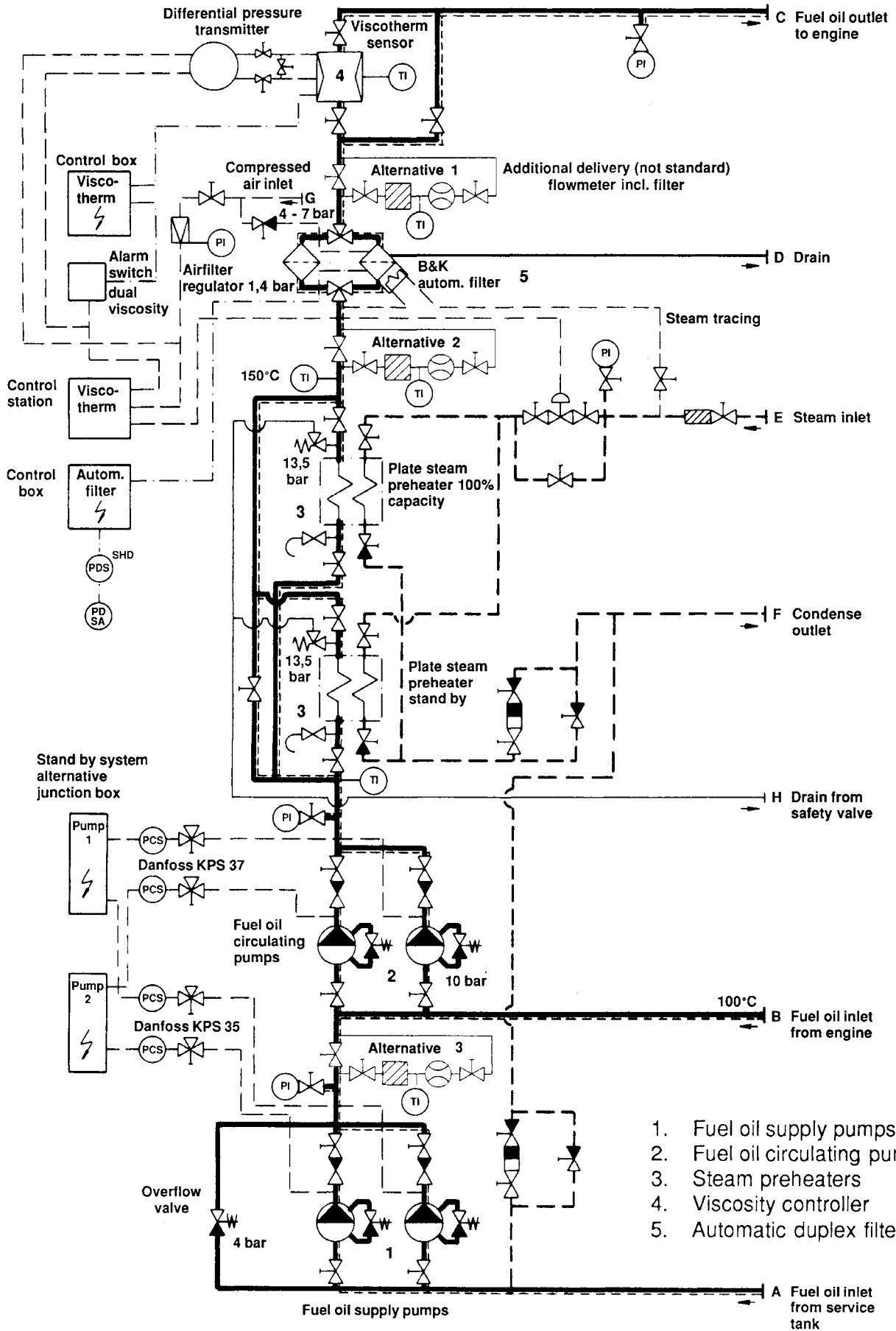


Rys. 2.26. Schemat paliwowej instalacji silników wolnoobrotowych – B&W LMC spalających oleje napędowe ciężkie.

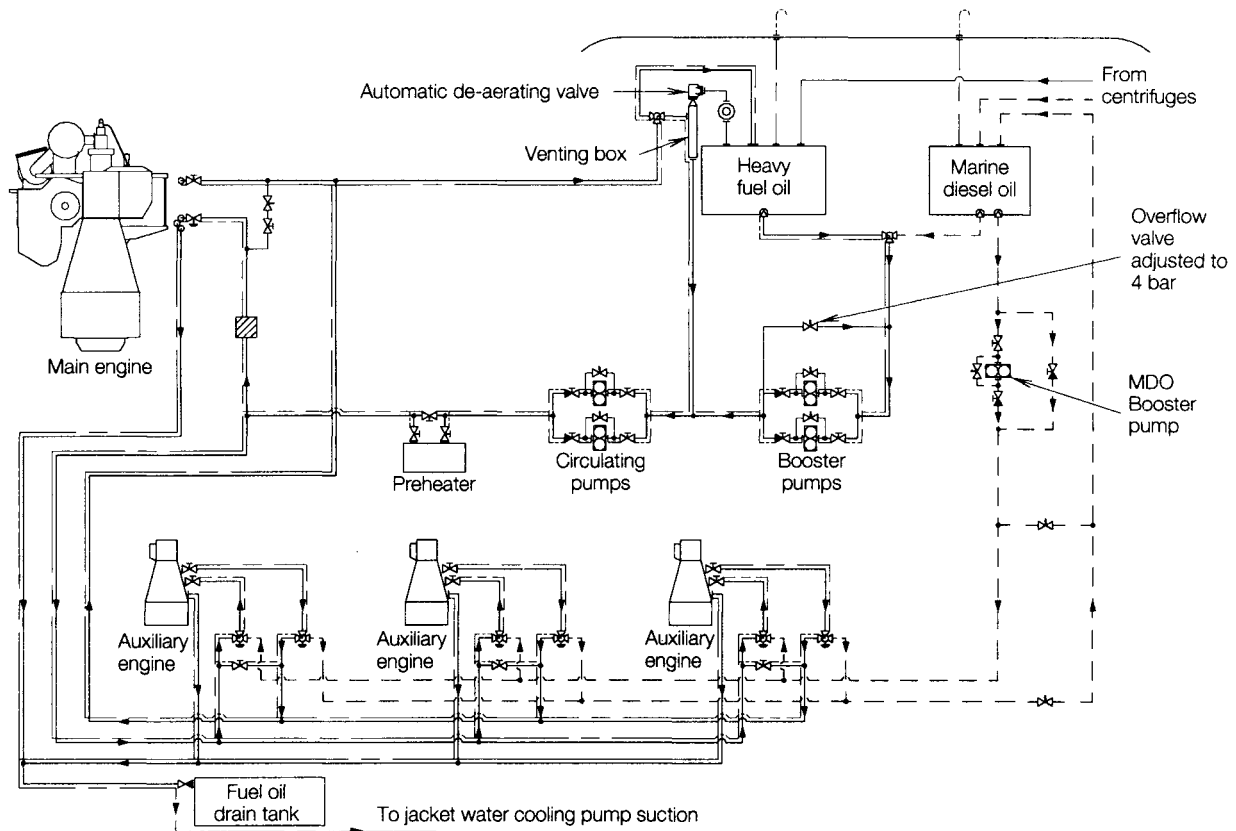


Rys. 2.27. Schemat modułowej budowy części instalacji paliwa ciężkiego w wykonaniu B&W: A – Dolot ze zbiornika rozchodowego; B – powrót z silnika; C – odlot do silnika; D – spust z filtra; E – dolot pary; F – odlot skroplin; 1 – pompy zasilające; 2 – pompy cyrkulacyjne; 3 – podgrzewacze; 4 – filtr automatyczny; 5 – regulator lepkości.



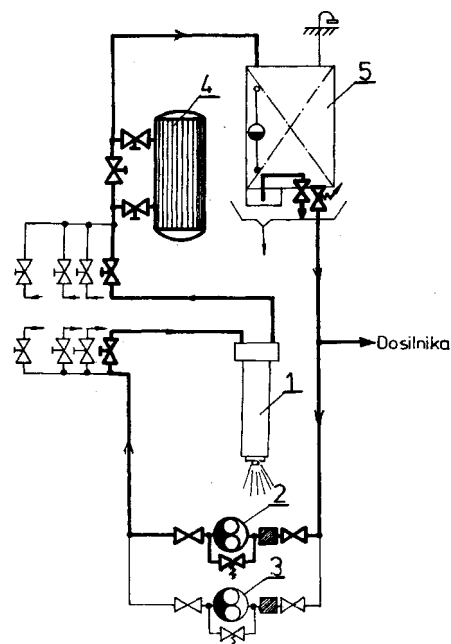


Rys. 2.28 Pełny zestaw urządzeń części instalacji paliwa ciężkiego w wykonaniu B&W

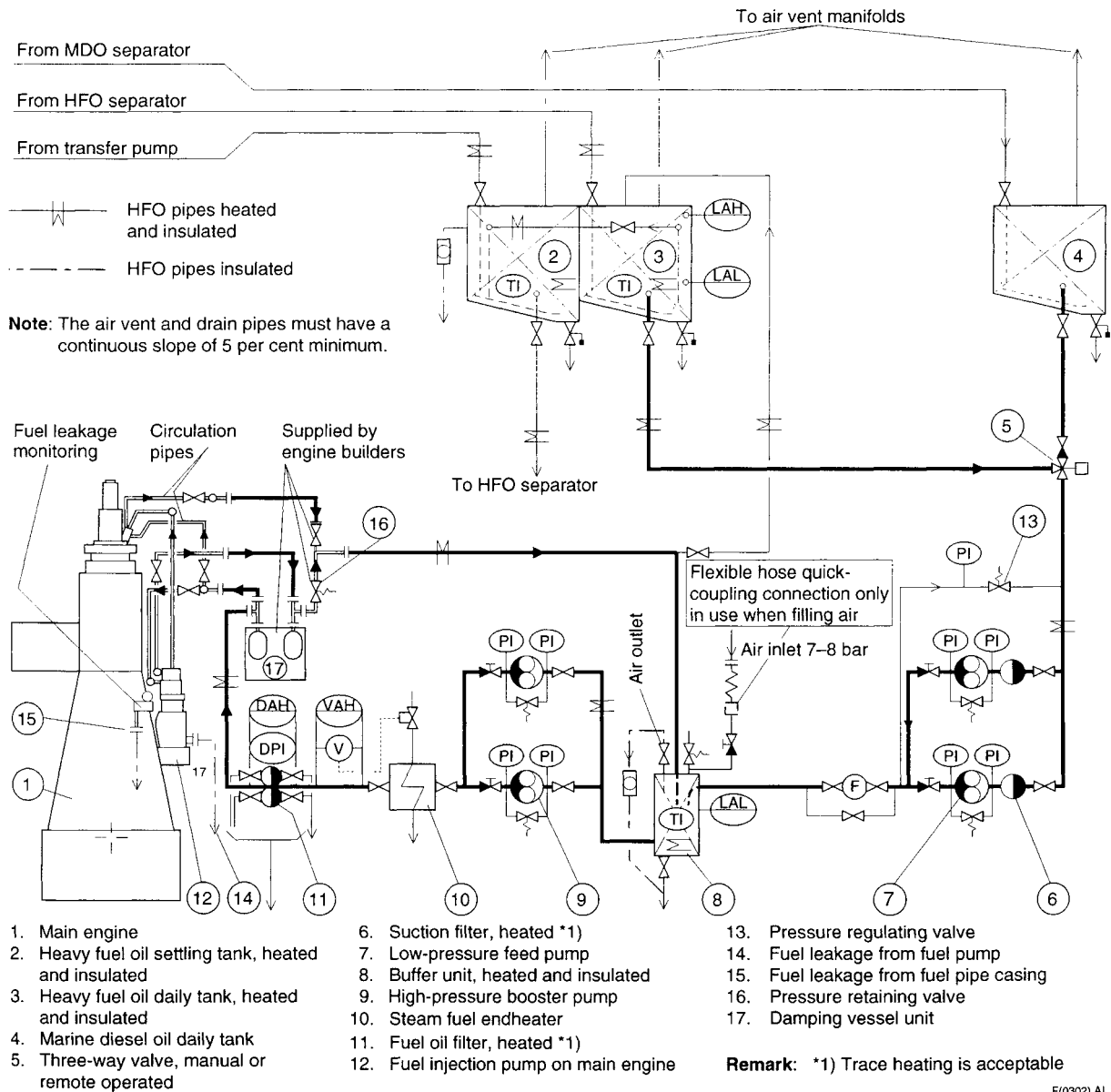


Rys. 2.29. Schemat instalacji paliwa ciężkiego w wykonaniu B&W dla silników napędu głównego oraz pomocniczych

W niektórych typach silników (B&W, Deutz) wtryskiwacze są chłodzone olejem napędowym. Schemat instalacji paliwowej chłodzenia wtryskiwaczy tych silników przedstawia rysunek:



Rys. 2.30. Schemat instalacji chłodzenia wtryskiwaczy paliwem: 1 - wtryskiwacz; 2 - pompa chłodzenia wtryskiwaczy; 3 - pompa rezerwowa; 4 - chłodnica paliwa; 5 - zbiornik rozchodowy oleju napędowego.

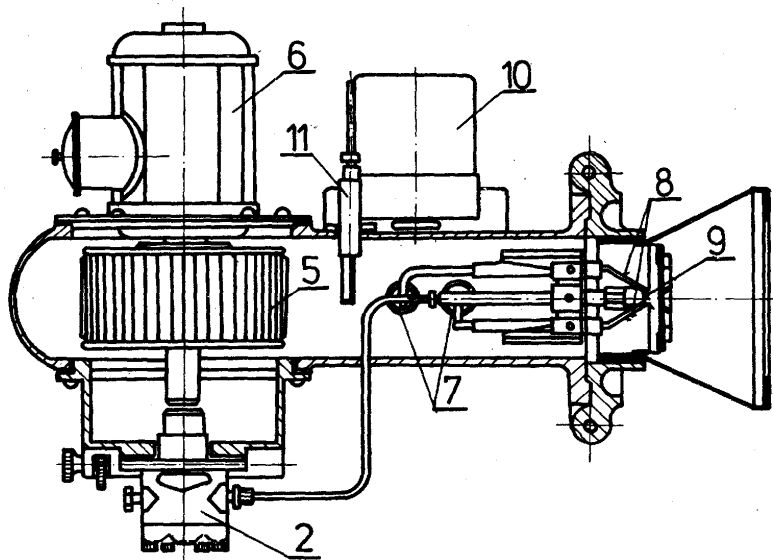


Rys. 2.31. Schemat paliwowej instalacji silników wolnoobrotowych Sulzer RTA spalających oleje napędowe ciężkie

Paliwo do chłodzenia wtryskiwacza l dopływa ze zbiornika rozchodowego oleju napędowego 5 do dwóch pomp obiegowych 2 i 3 (jedna z tych pomp jest pompą rezerwową), które wymuszają przepływ przez wtryskiwacze (po stronie ich chłodzenia). Ponieważ najwyższa temperatura podgrzewanego paliwa w zbiornikach powinna być co najmniej o 10° C niższa od temperatury zapłonu paliwa, w obiegu chłodzenia wtryskiwaczy paliwem instaluje się chłodnicę 4. Paliwo po schłodzeniu jest kierowane z powrotem do zbiornika rozchodowego.

## 2.6. INSTALACJE ZASILANIA PALIWEM KOTŁÓW POMOCNICZYCH

Wykonanie instalacji zasilania paliwem kotłów pomocniczych w dużej mierze zależy od rodzaju spalanego paliwa i typu zastosowanych w kotle palników. Nowoczesne, w pełni zautomatyzowane palniki kotłowe (przykład rozwiązania takiego palnika przedstawia rysunek poniżej) są przystosowane do spalania wszelkich rodzajów paliwa, począwszy od lekkich olejów napędowych aż do olejów ciężkich o lepkości 3500 sec. Red. I w temperaturze 37,8°C. Paliwa o lepkości do 16,5°E w 37,8°C, tj. oleje napędowe i lekkie oleje opałowe ani nie wymagają podgrzewania przed ich doprowadzeniem do palników, ani też nie ma trudności z zasysaniem takich gatunków paliwa przez pompę palnika. Paliwa o większych lepkościach są podgrzewane w zbiornikach zapasowych do około 35°C - i w zbiorniku rozchodowym do około 60°C, a w podgrzewaczu parowym lub elektrycznym umieszczonym bezpośrednio przed palnikiem do takiej temperatury, by uzyskać lepkość nie mniejszą od 16°E.

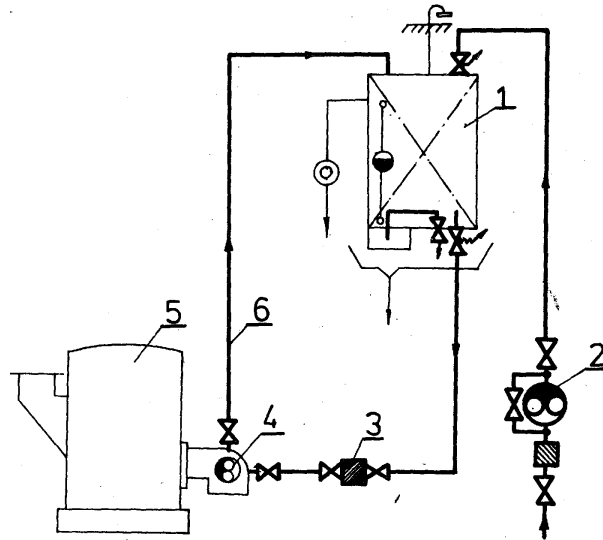


Rys. 2.32. Palnik kotłowy (Monarch): 1 - osłona; 2 - pompa palnika; 3 - króciec ssący pompy; 4 - króciec przelewu; 5 - dmuchawa; 6 - silnik elektryczny napędu pompy i dmuchawy; 7 - transformator zapłonowy; 8 - elektrody zapłonowe; 9 - dysza rozpylająca; 10 - układ sterowania; 11 - fotokomórka.

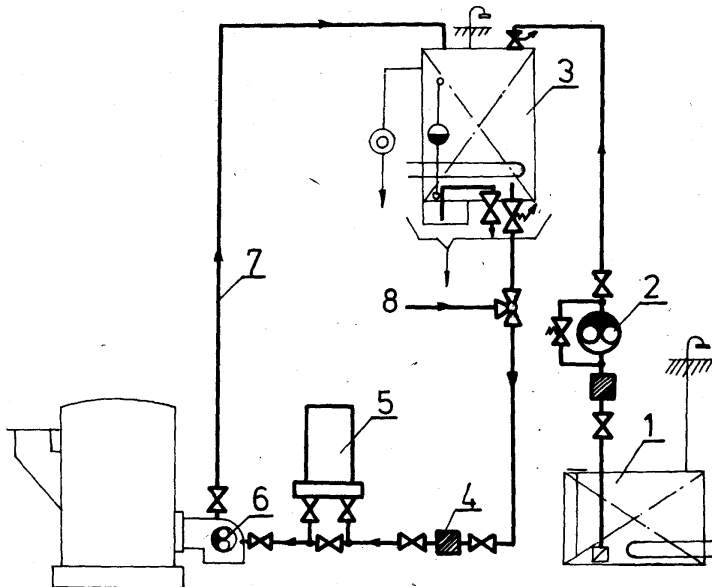
Schemat instalacji zasilania paliwem lekkim kotła pomocniczego w przypadku, gdy zbiornik rozchodowy paliwa jest umieszczony ponad poziomem palnika, przedstawia rysunek 2.33.

Paliwo lekkie pobierane jest z osobnego zbiornika rozchodowego i napełnianego pompą transportową 2. Pobór paliwa umieszczony jest w odległości 100 mm od dna zbiornika celem uniknięcia zasysania wody i innych zanieczyszczeń wydzielonych w zbiorniku rozchodowym. Paliwo ze zbiornika rozchodowego jest zasysane przez zawór odcinający i filtr 3 przez pompę palnika 4 i podawane bezpośrednio do kotła 5. Nadmiar paliwa kierowany jest przelewem 6 z powrotem do zbiornika rozchodowego.

Schemat instalacji paliwowej kotła pomocniczego spalającego olej ciężki lub olej opałowy przedstawia rysunek 2.34.



Rys. 2.33. Schemat ideowy grawitacyjnej instalacji zasilania paliwem lekkim kotła pomocniczego: 1 - zbiornik rozchodowy paliwa kotłowego; 2 — pompa transportowa; 3 — filtr; 4 — pompa palnika; 5 -kocioł pomocniczy; 6 — rurociąg przelewowy palnika.



Rys. 2.34. Schemat ideowy instalacji zasilania olejem opalowym kotła pomocniczego: 1 - zbiornik zapasowy oleju opalowego; 2 - pompa transportowa oleju opalowego; 3 - zbiornik rozchodowy oleju opalowego; 4 - filtr; 5 - podgrzewacz; 6 - pompa palnika; 7 - rurociąg przelewowy palnika; 8 -dolot oleju napędowego ze zbiornika rozchodowego.

Ze zbiornika zapasowego 1 napełnianego pompą transportową, w którym paliwo jest podgrzewane do temperatury 30—35 C, osobna pompa transportowa paliwa kotłowego 2 zasysa paliwo przez filtr wstępny i tłoczy do zbiornika rozchodowego paliwa kotłowego 3. W zbiorniku tym paliwo jest podgrzewane do temperatury 60°C i poprzez filtr 4 i podgrzewacz parowy lub elektryczny 5 dopływa do pompy palnika 6. W podgrzewaczu przed palnikiem paliwo jest podgrzewane aż do uzyskania wymaganej lepkości 16°E. Przelew z pompy palnika jest kierowany z powrotem do zbiornika rozchodowego, natomiast przelew ze zbiornika rozchodowego do zbiornika zapasowego. Na rurociągu poboru paliwa ze zbiornika rozchodowego zainstalowany jest zawór szybkozamykający i dodatkowo istnieje możliwość awaryjnego opróżnienia tego zbiornika do zbiornika zapasowego.

### 3. INSTALACJE OLEJU SMAROWEGO

Instalacje oleju smarowego siłowni spalinowych związane są przede wszystkim z obecnością spalinowych silników tłokowych. Silniki te w odróżnieniu od pozostałych maszyn i urządzeń zainstalowanych na statku charakteryzują się specyficznymi warunkami ich smarowania, czego konsekwencją jest istnienie dość rozbudowanej zewnętrznej instalacji oleju smarowego.

Pozostałe maszyny i urządzenia siłowni wymagające smarowania, takie jak np. przekładnie, sprężarki powietrza, sprężarki chłodnicze itp. mają własne niezależne układy smarowania. Jest to podyktowane innymi wymaganiami, jakie muszą spełniać stosowane w tych urządzeniach oleje smarowe.

Zadaniem instalacji oleju smarowego jest:

- przyjmowanie i przechowywanie zapasów potrzebnych rodzajów olejów smarowych,
- uzupełnianie ubytków oleju,
- doprowadzanie oleju smarowego i chłodzącego o odpowiednich parametrach,
- oczyszczanie oleju smarowego,
- przechowywanie i oddawanie oleju nie nadającego się do dalszego użytkowania.

Te wielorakie funkcje w odniesieniu do tłokowych silników spalinowych spełniają następujące instalacje oleju smarowego:

- Instalacja oleju cylindrowego;
- Instalacja obiegowego smarowania i chłodzenia;
- Instalacja oczyszczająca;
- Instalacja transportowa.

Mimo odrębnych zadań jakie te instalacje spełniają, są one ze sobą w większym lub mniejszym stopniu funkcjonalnie powiązane tworząc system oleju smarowego.

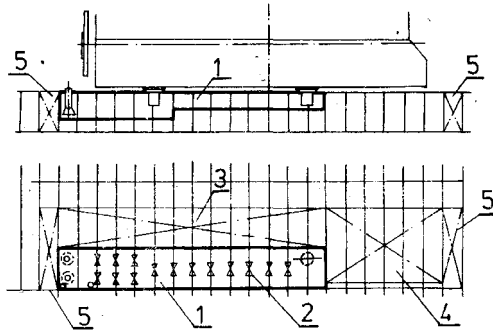
W silniku spalinowym olej smarowy służy do smarowania współpracujących ze sobą części i odprowadzania ciepła tarcia, co zabezpiecza te części przed nadmiernym zużyciem. Olej smarowy zabezpiecza smarowane części, głównie łożyska i tuleje cylindrowe, przed korozją oraz utrzymuje je w czystości. W niektórych typach silników wodorowych i z reguły w silnikach bezwodzinkowych o większych średnicach cylindrów olej smarowy jest stosowany do chłodzenia tłoków. Rzadziej olej smarowy jest stosowany do chłodzenia wtryskiwaczy (silniki Sulzera A25).

#### 3.1. WYMAGANIA I CHARAKTERYSTYKA GŁÓWNYCH ELEMENTÓW INSTALACJI OLEJU SMAROWEGO

##### ZBIORNIKI I POMPY

###### I. Zbiornik obiegowy

Ściekowy zbiornik obiegowy jest zbiornikiem bezciśnieniowym wstawianym lub kadłubowym umieszczonym w dnie podwójnym. Przykład usytuowania takiego zbiornika przedstawia rysunek 3.1.



Rys. 3.1. Usytuowanie zbiornika obiegowego oleju smarowego w dnie podwójnym: 1 - zbiornik obiegowy; 2 - otwory w dennikach; 3 - zbiornik oleju brudnego; 4 - zbiornik zapasowy oleju obiegowego; 5 - przedziały ochronne.

Końce rur ściekowych z miski olejowej silnika do zbiornika ściekowego powinny być tak rozmieszczone, aby podczas pracy silnika były one stale zanurzone w oleju. Rury ściekowe dwóch i więcej silników nie powinny łączyć się ze sobą. Rozwiązanie takie zapewnia oddzielenie przestrzeni nad olejem znajdującym się w zbiorniku od karteru silnika, co jest podyktowane zabezpieczeniem zbiornika przed możliwością rozprzestrzenienia się wybuchu.

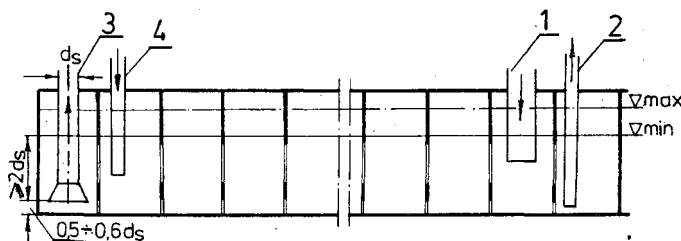
Zbiorniki oleju smarowego są oddzielone od zbiorników paliwa ciekłego i wody kotłowej przedziałami ochronnymi. Jeżeli takich przedziałów nieprzewidziano, to na rurociągach ściekowych z karterów silników są zainstalowane zawory zwrotne lub zaporowe, sterowane znad podłogi maszynowni, celem uniemożliwienia przedostania się wody do silnika i siłowni przy uszkodzeniu poszycia w obrębie zbiornika oleju.

Jeżeli zbiornik jest typu kadłubowego, to jest zapewniony swobodny przepływ oleju do końcówek ssących pomp obiegowych oraz oleju, szlamu i wody oraz do końcówek ssących pomp zasilających wirówki, przez zastosowanie odpowiednio dużych otworów w dennikach.

Końcówki ssące pomp obiegowych są usytuowane w pewnej odległości od rur ściekowych, aby zapewnić dobre odgazowanie i uspokojenie oleju w zbiorniku. Odległość końcówek ssących pomp obiegowych od dna zbiornika wynosi 0,5 do 0,6 średnicy rurociągu ssącego celem uniemożliwienia zassania przez te pompy osadów i szlamu, gromadzących się na dnie zbiornika.

Końcówki ssące pomp zasilających wirówki są usytuowane możliwie blisko dna zbiornika, a jeżeli zbiornik ma dno pochylone, to w jego najniższej położonej części, możliwie w pobliżu spływu oleju z silnika. Takie usytuowanie ssania pomp zasilających wirówki umożliwia również usuwanie szlamu olejowego oraz wody, gromadzących się na dnie zbiornika. Spływ oczyszczonego oleju z wirówki jest usytuowany możliwie blisko końcówek ssących pomp olejowych, co zapewnia prawidłowe oczyszczanie oleju w obiegu.

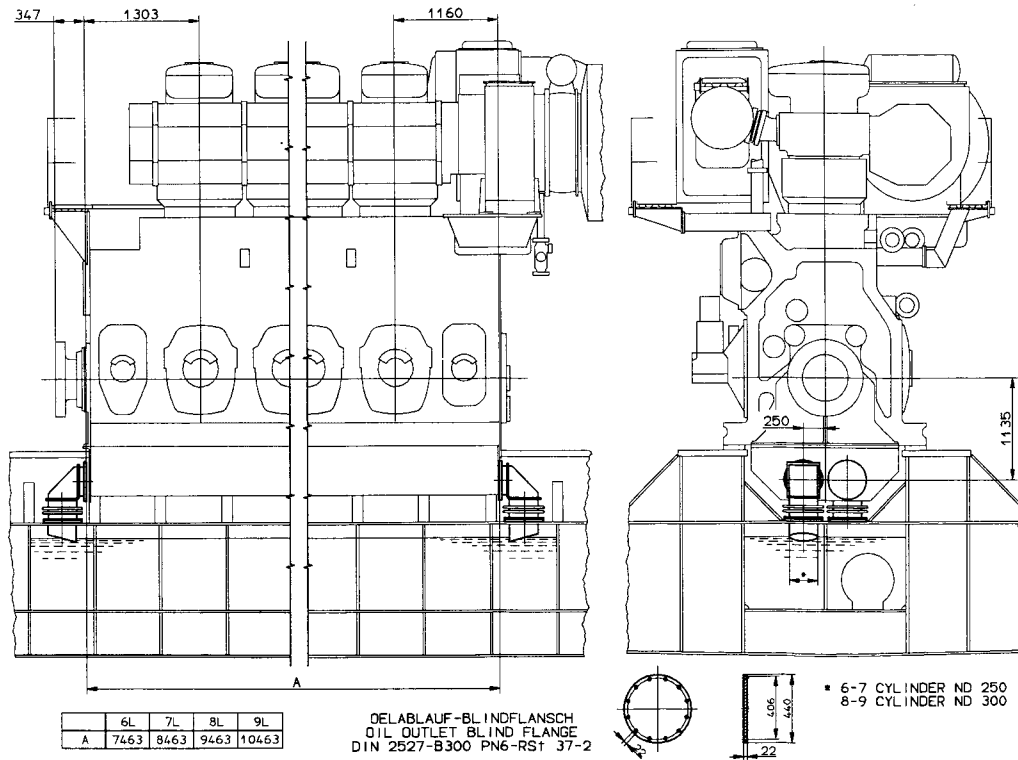
Rysunek poniżej przedstawia usytuowanie końcówek rurociągów ssących i tłoczących w ściekowym zbiorniku obiegowym.



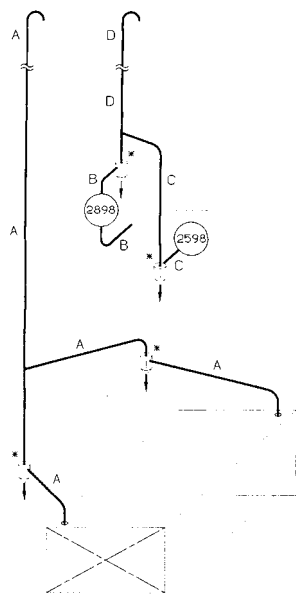
Rys. 3.2. Usytuowanie końcówek rurociągów w zbiorniku obiegowym oleju smarowego: 1 - spływ oleju z silnika; 2 - ssanie pompy zasilającej wirówki; 3 - ssanie pompy obiegowej oleju smarowego; 4 - dołot oczyszczonego oleju z wirówki.

W silowniach zautomatyzowanych każda z obiegowych pomp oleju smarowego powinna mieć własny rurociąg ssący ze zbiornika obiegowego. Takie rozwiązanie upraszcza automatykę przełączania pracy układu z jednej pompy na drugą, ponieważ unika się w ten sposób konieczności przełączania armatury.

Zbiorniki oleju obiegowego usytuowane w kadłubie poniżej linii wodnej nie mają ścian chłodzonych wodą zaburtową, powyżej poziomu roboczego oleju. Spełnienie tej zasady zapobiega skraplaniu pary wodnej z powietrza i tym samym zanieczyszczeniu oleju wodą.

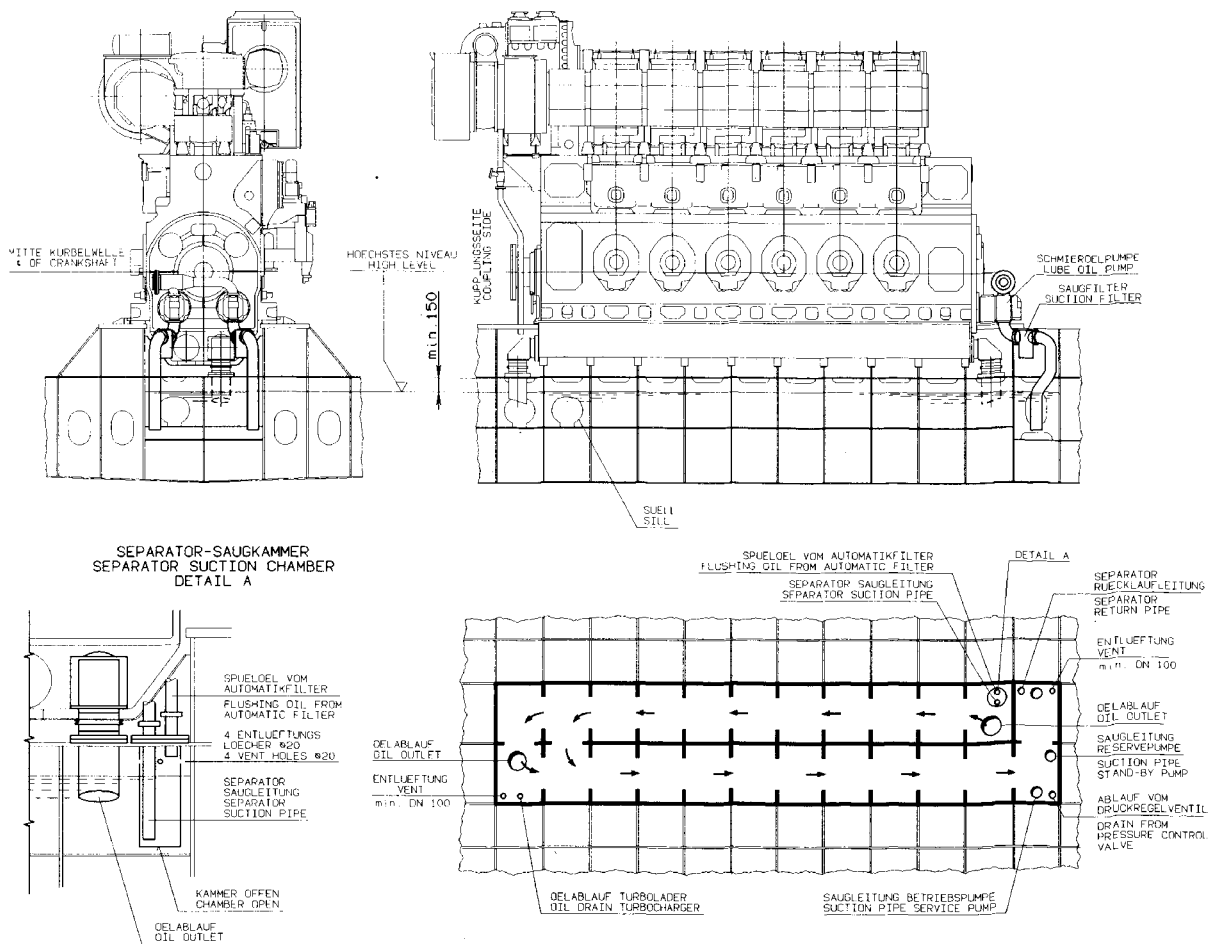


Rys. 3.3. Usytuowanie zbiornika obiegowego oleju smarowego silników MAN



Rys. 3.4. Rozmieszczenie odpowietrzeni zbiornika obiegowego oleju smarowego





Rys. 3.5. Usytuowanie zbiornika obiegowego oleju smarowego silników MAN

## II. Zbiornik oleju zużytego

Do przechowywania oleju zużytego, tj. oleju, który utracił swoje właściwości w takim stopniu, że nie nadaje się do dalszej eksploatacji instaluje się zbiornik oleju zużytego, zwany również zbiornikiem oleju brudnego. Zbiornik ten powinien mieć taką samą pojemność, co zbiornik obiegowy silnika głównego. Zbiornik ten z reguły umieszcza się w dnie podwójnym. Jest on opróżniany w porcie pompą transportową.

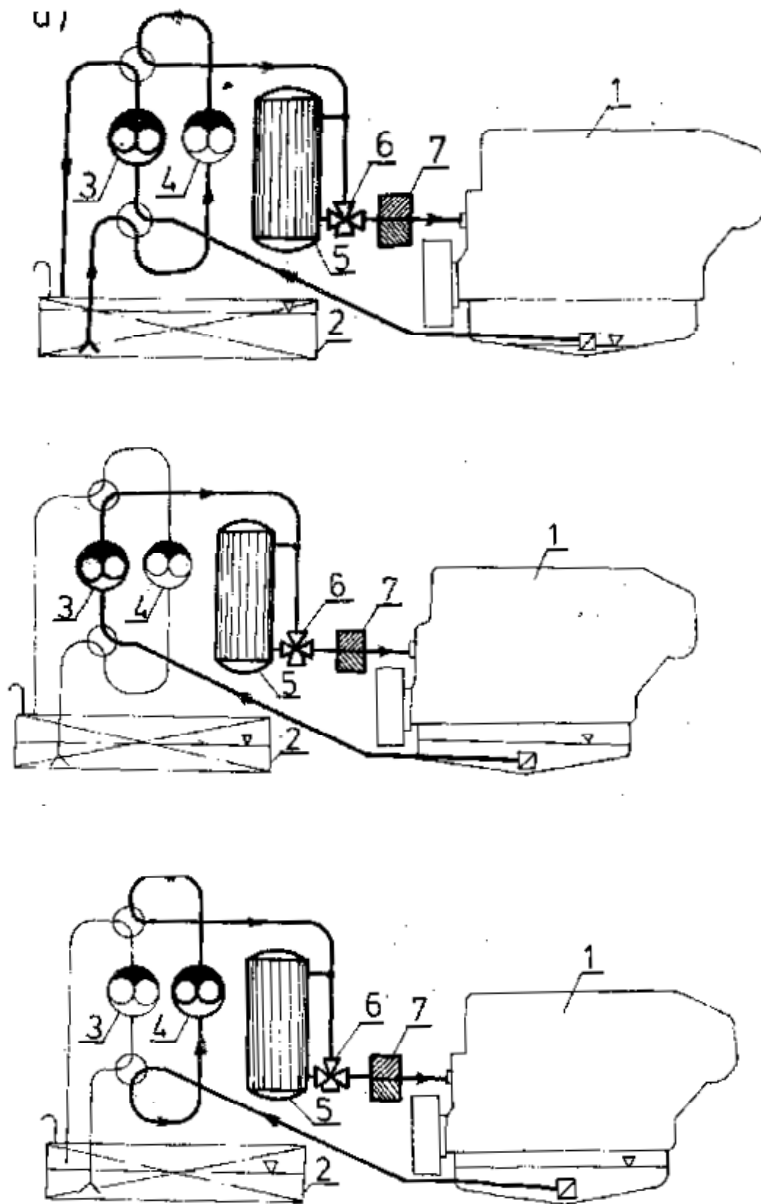
## III. Zbiornik zapasowy oleju obiegowego

Na statkach nieograniczonego rejonu i ograniczonego rejonu żeglugi przewiduje się rezerwowy zbiornik o pojemności wystarczającej do napełnienia olejem układu smarowania do stanu roboczego. W zbiorniku tym, noszącym nazwę zbiornika zapasowego, przechowywany jest zapas oleju umożliwiający całkowitą wymianę oleju w obiegu jak również uzupełnianie naturalnych ubytków oleju spowodowanych nieszczelnościami, stratami w procesie wirowania itp. Ponieważ silniki pomocnicze mają własne, niezależne układy smarowania, mają one również odrębny zbiornik zapasowy oleju smarowego. Zbiornik ten jest prawie zawsze zbiornikiem umieszczonym poza dnem podwójnym.

## IV. Pompy

Jako pompy oleju obiegowego stosowane są z reguły pompy śrubowe napędzane silnikami elektrycznymi, względnie pompy zębate napędzane od silnika. Instalacja oleju smarowego jednego silnika głównego powinna być obsługiwana przez co najmniej dwie pompy, z których każda powinna mieć wydajność wystarczającą do pracy silnika. Jedna z pomp może być napędzana przez silnik.

W silnikach z suchą misą olejową i pompą osuszającą warunek ten uważa się za spełniony, jeżeli możliwa jest awaryjnie praca silnika z mokrą misą olejową i czynnej tylko jednej (dowolnej) pompy oleju smarowego. Rozwiązanie takie przedstawia rysunek 3.6.



Rys. 3.6. Praca instalacji smarowania silnika z suchą misą olejową i pompą transportową: a- praca normalna; b- awaria pompy obiegowej; c- awaria pompy transportowej. 1 - silnik; 2 - zbiornik obiegowy; 3 - pompa transportowa; 4 - pompa obiegowa; 5 - chłodnica; 6 - zawór termostatyczny; 7 - filtr.

Na statkach ograniczonego rejonu żeglugi niezależnie od liczby silników głównych, mogą nie być zainstalowane pompy rezerwowe.

Jako pompy transportowe stosowane są pompy zębate i łopatkowe (z tłokiem obrotowym) napędzane silnikami elektrycznymi, a jako pompy rezerwowe oraz dla mniejszych wydajności pompy tłokowe z napędem ręcznym.

W instalacjach z dwoma silnikami głównymi są przewidziane po jednej pompie dla każdego z silników oraz jedna niezależna pompa rezerwowa o wydajności wystarczającej do pracy każdego silnika.

## V. Filtry

Celem ochrony przed przedwczesnym zużyciem części smarowanych silnika, przekładni oraz samych pomp w instalacjach oleju smarowego instaluje się filtry. Na rurociągach układów smarowania obiegowego powinny być zainstalowane:

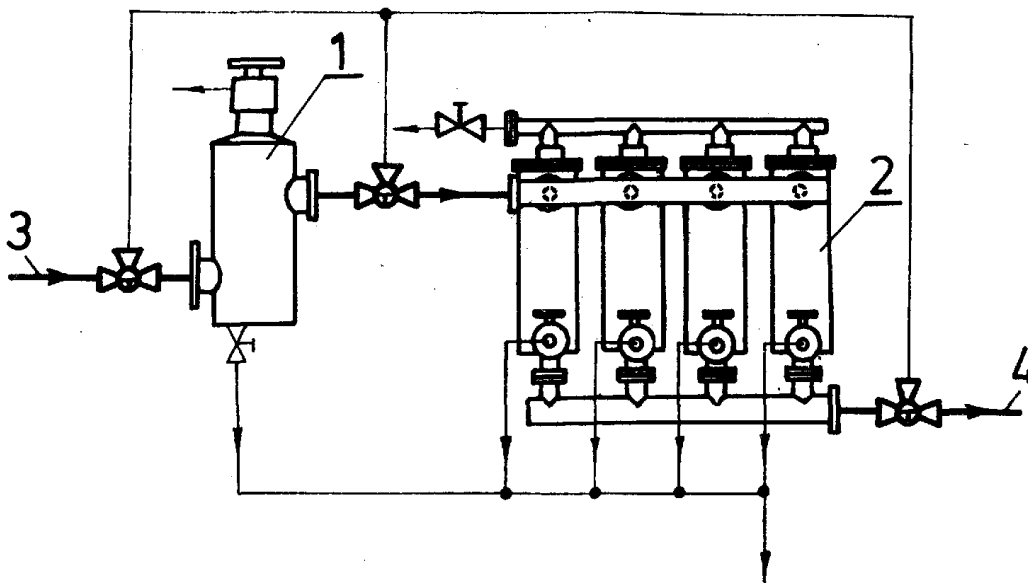
- na rurociągu ssącym pomp przekładni zębatych - filtr magnetyczny,
- na rurociągu ssącym pompy - jeden filtr zgrubny (siatka),
- na rurociągu tłoczącym pompy - dwa filtry równoległe, jeden przełączalny filtr podwójny lub jeden filtr samo oczyszczający się.

Wymiar oczek siatek filtrów instalowanych na tłoczeniu pomp obiegowych wynosi 30 do 50  $\mu\text{m}$ . Przepustowość każdego filtra oleju smarowego powinna być o 10% większa od wydajności największej pompy w obiegu. Filtry nie powinny być przewymiarowane, ponieważ stwierdzono zjawisko katalitycznego oddziaływania materiału siatki na proces starzenia oleju i związane z tym procesem wyczerpywanie się zawartych w oleju dodatków uszlachetniających.

Dodatkowe filtry (zazwyczaj podwójne) instaluje się również w układzie smarowania łożysk turbosespołów doładowujących oraz w odrębnych obiegach smarowania łożysk wału rozrządczego (silniki Burmeister & Wain) i wozdżików (np. silniki Szulera typu RND-M)

W niektórych silnikach średnioobrotowych (np. Fiat 3012 SS) spalających paliwa pozostałościowe spotyka się układ dwóch filtrów połączonych szeregowo. W takim układzie schematycznie przedstawionym na rysunku poniżej pierwszy filtr zgrubny jest typu samo oczyszczającego o zdolności filtracyjnej 0,2 mm, natomiast drugi filtr (również typu samo oczyszczającego) jest filtrem dokładnego oczyszczania. Składa się on równoległe pracujących elementów o różnej zdolności filtracyjnej: 3/4 tych elementów ma zdolność filtracyjną 20  $\mu\text{m}$  a 1/4 elementów - zdolność filtracyjną 3 do 5  $\mu\text{m}$ .

Zawory trójdrogowe umożliwiają chwilowe odłączenie każdego z filtrów przy pracującym silniku



Rys. 3.7. Szeregowy układ filtrów oleju smarowego: 1 - filtr zgrubny; 2 - filtr dokładnego oczyszczania; 3 - dolot oleju; 4 - odlot oczyszczonego oleju.

W celu zabezpieczenia pomp transportowych oraz pomp zasilających wirówek, podobnie jak dla pomp obiegowych, instaluje się na ich rurociągach pojedyncze, siatkowe filtry zgrubne. Taką samą rolę spełniają kosze ssące zaopatrzone w siatkę.

## VI. Chłodnice

Zadaniem chłodnic w instalacjach obiegowego smarowania i chłodzenia silników jest odprowadzanie ciepła tarcia części smarowanych oraz ciepła olejowego chłodzenia tłoków. Czynnikiem odbierającym ciepło od oleju smarowego jest woda zaburtowa (morska), a w centralnych układach chłodzenia woda słodka. W instalacjach dużych, wolnoobrotowych silników najczęściej stosowane są dwuprzepływowe chłodnice płaszczowo-rurowe z przegrodami segmentowymi, oraz chłodnice płytowe. W układach obiegowego smarowania silników pomocniczych spotyka się również chłodnice rurowe innych typów, niekiedy konstrukcyjnie zespolone z chłodnicą wody. Chłodnice takie łącznie z pozostałymi elementami instalacji oleju smarowego są dostarczane razem z silnikiem.

## VII. Układ rurociągów

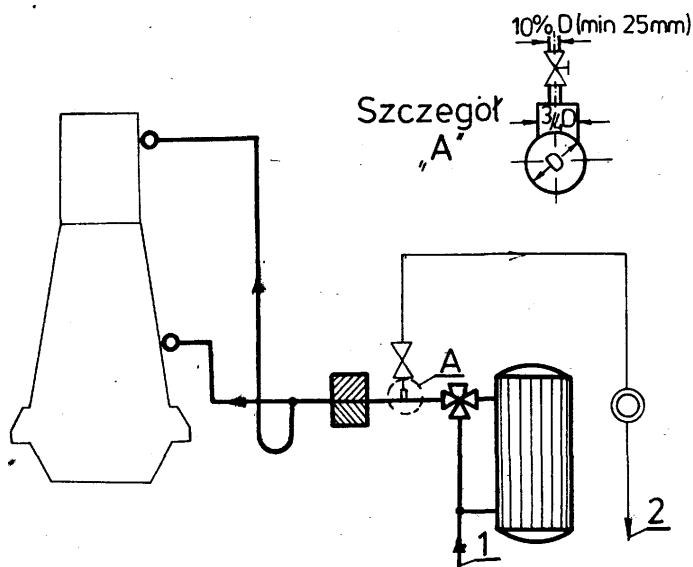
Jeżeli w siłowni znajdują się dwa lub więcej głównych silników, każdy z nich powinien mieć własny, niezależny układ smarowania z osobnym zbiornikiem obiegowym. Takie rozwiązanie eliminuje możliwość zanieczyszczenia oleju we wszystkich silnikach w wypadku awaryjnego zanieczyszczenia oleju w jednym z obiegów smarowania.

Również każdy silnik pomocniczy powinien mieć własny niezależny układ smarowania. W silnikach tych najczęściej spotykanym rozwiązaniem jest umieszczenie na silniku całej instalacji obiegowego smarowania silnika, składającej się z pompy (lub pomp) napędzanej od silnika, chłodnicy, filtra (filtrów), rurociągów i armatury.

Rurociągi instalacji oleju smarowego nie powinny mieć połączeń z rurociągami o innym przeznaczeniu, z wyjątkiem połączenia z wirówkami, które mogą być używane do oczyszczania paliwa pod warunkiem zastosowania skutecznych rozwiązań konstrukcyjnych uniemożliwiających zmieszanie się paliwa z olejem.

Przy zastosowaniu wirówek do oleju smarowego powinno się przewidzieć środki uniemożliwiające zmieszanie się oleju silnika głównego z olejem silników pomocniczych.

Celem zabezpieczenia filtra oleju smarowego przed jego zapowietrzeniem w czasie eksploatacji, stosuje się czasami, na rurociągu tłoczącym oleju smarowego ciągłe odpowietrzanie. Rozwiązanie przedstawia rysunek. Zawór na odpowietrzeniu powinien być wyregulowany w taki sposób, aby w przezierniku można było kontrolować ciągły przepływ oleju.



Rys. 3.8. Ciągłe odpowietrzanie rurociągu tłoczącego przed filtrem: 1- z pompy obiegowej; 2 - do zbiornika obiegowego.

### 3.2. INSTALACJE OLEJU CYLINDROWEGO SILNIKÓW SPALINOWYCH

Do smarowania gładzi tulei cylindrowych dużych, wolnoobrotowych silników wozdrikowych stosuje się specjalne gatunki olejów smarowych zwane olejami cylindrowymi. Oleje te w porównaniu z obiegowymi olejami smarowymi charakteryzują się wysoką, rzędu około 100 mg<sub>KOH</sub>/g, wartością całkowitej liczby zasadowej, większą lepkością w granicach (90-150cSt w 50°C), co odpowiada klasie lepkości SAE 40 i SAE 50, oraz tworzeniem małej ilości osadów po ich spalaniu.

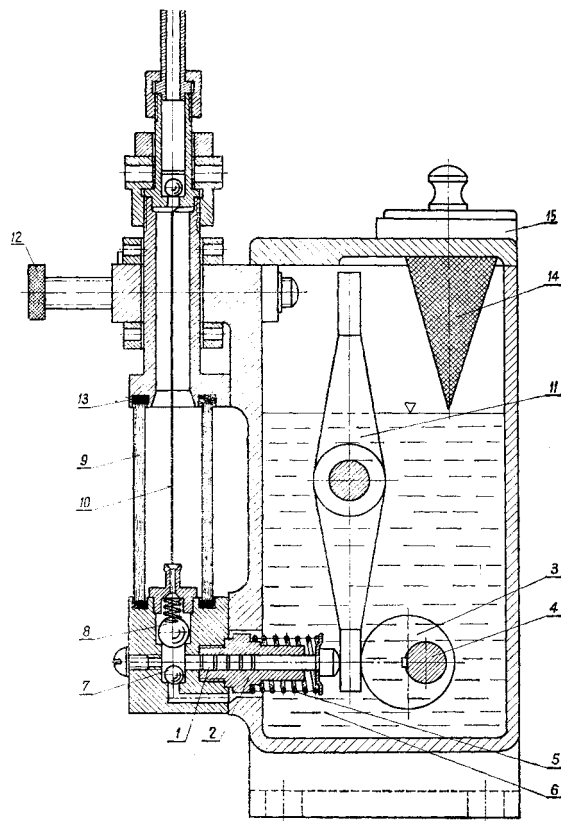
Oleje te dzięki dużej alkaliczności zabezpieczają tuleję cylindrową przed tzw. zużyciem korozyjnym związanym z obecnością siarki w paliwie i umożliwiają spalania w tych silnikach paliw pozostałościowych (olejów ciężkich) o zawartości siarki dochodzącej nawet do 5%.

Tabela 3.1. Przykłady rodzajów olejów smarowych

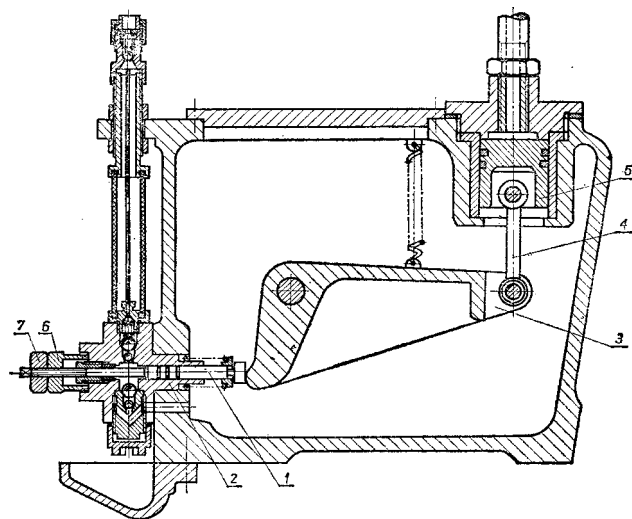
Oil supplier	System oil	Cylinder oil for running in	Cylinder oil for fuel sulphur above 1 %	Cylinder oil for fuel sulphur from 0.05 % to 1 %	Turbocharger and governor
<b>Agip</b>	Cladium 50 SAE 30	Acer 220	Punica 570	MCL 18	OTE 68 or 80
<b>BP</b>	DL-MP 30 OH-HT 30	OE 220	CLO 50M	CL 155	THP 68 or 77
<b>Caltex</b>	RPM 800 Marine oil	Ursa oil P220	Super DCL special	RPM Delo 2000 Marine oil	Regal oil R&D 68
<b>Castrol</b>	Marine CDX30 Marine MPX30	Marine S	Marine S/DZ65 Cyltech 80	225 HXD	Perfecto T68
<b>Chevron</b>	Veritas 800 Marine 30	Veritas Marine R&O 50	Delo cyoil special	Delo 200 Marine 50	GST oil 68
<b>Elf</b>	Atlanta Marine D3005	Atlanta Marine 60	Talusia XT 70	Disola HM 5015	Turbine T68 Misola H68
<b>Exxon / Esso</b>	Exxmar XA	Nuto 220 Teresso Terresti C 220	Exxmar X70 Exxmar X90	Exxmar 12TP50	Tro-mar T
<b>Fina</b>	Alcano 308	Solna 220	Vegano 570	Vegano 520	Turbine oil heavy
<b>Mobil</b>	Mobilgard 300	DTE oil No. 5 DTE oil BB	Mobilgard 570	Mobilgard 512	DTE oil heavy
<b>Shell</b>	Melina S30	Vittrea 220	Alexia 50 Alexia X	Alexia D	Turbo oil T78
<b>Texaco / DEA</b>	Doro AR30	Ursa oil P220 Regal oil R&O 220	Taro special	Taro XD 50	Regal oil R&D 68

Przy smarowaniu gładzi tulei cylindrowych istotne jest doprowadzanie do cylindrów oleju o określonym ciśnieniu i w odpowiedniej ilości, ponieważ zarówno zbyt małe jak i zbyt intensywne smarowanie pociąga za sobą zwiększone zużycie tulei cylindrowej i pierścieni tłokowych. Przy zbyt małej ilości doprowadzanego oleju może występować lokalnie przerwanie filmu olejowego prowadzące do zwiększonego zużycia, natomiast przy zbyt dużej ilości oleju smarowego pojawia się w cylindrze zwiększona ilość osadów (koks) pozostających po spalaniu oleju, co prowadzi do zwiększonego zużycia współpracujących części.

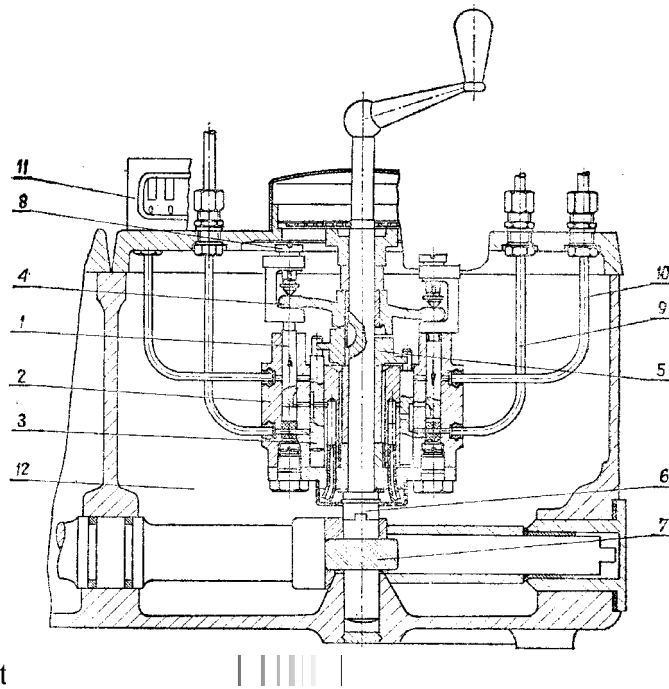
Dozowanie odpowiednich ilości oleju cylindrowego zapewniają wielopunktowe praski smarowe (lubrykatory), które doprowadzają olej do poszczególnych punktów smarowania. Praski smarowe są napędzane od wału rozrządczego, przy czym każdy z tłoczków doprowadza olej tylko do jednego punktu.



Rys. 3.9. Lubrykator silników B&W



Rys. 3.10. Lubrykator silników Fiat

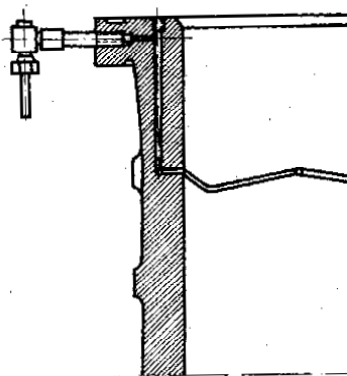


Rys. 3.11. Lubrykat

Smarownice, dopro  
zabezpieczające instalację

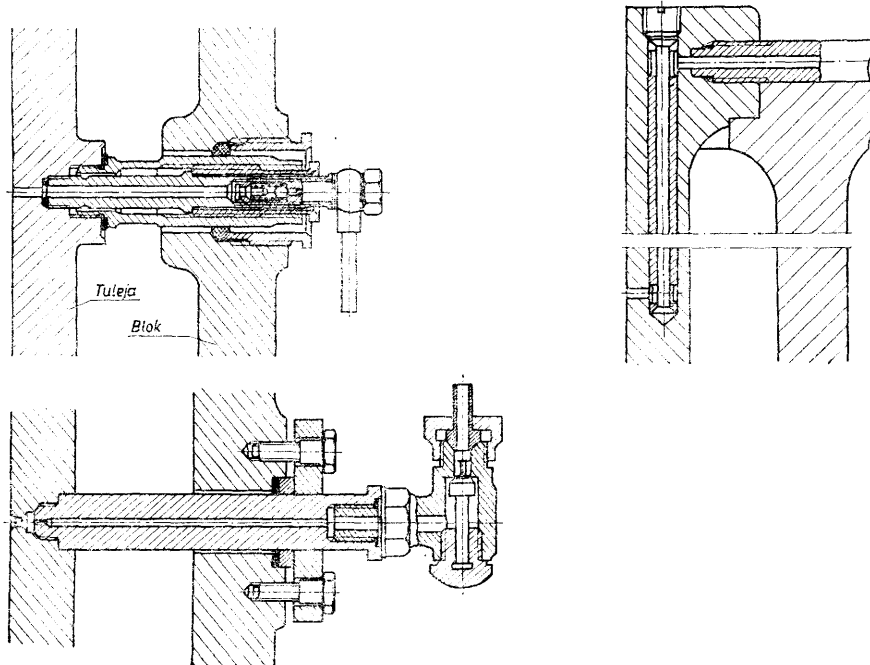
drzewej muszą mieć zawory zwrotne  
i w cylindrze.

Rys. 3.12. Schemat smarowania



Rys. 3.13. Doprowadzenie oleju do gładzi tulei cylindrowej

W silnikach bezwzdukowych smarowanie cylindrów może być zrealizowane stosując olejowe praski smarowe, albo też poprzez smarowanie mgłą olejową. Sposób pierwszy stosowany jest w silnikach średnioobrotowych większej mocy, przy czym niezależnie od rodzaju spalanego paliwa do smarowania tulei cylindrowych stosuje się najczęściej czysty nieprzepracowany olej obiegowy.



Rys. 3.14. Doprowadzenie oleju do gładzi tulei cylindrowej, rozwiązania króćców

Stosowanie do smarowania cylindrów specjalnego oleju cylindrowego, aczkolwiek jest uzasadnione teoretycznie, zwłaszcza w przypadku spalania paliw pozostałościowych, stwarza jednak w eksploatacji niepożądaną sytuację, ponieważ zarówno wysokoalkaliczny olej cylindrowy jest rozcieńczany przez olej obiegowy, a z drugiej strony niespalony olej cylindrowy zmienia własności oleju obiegowego.

Oleje smarowe stosowane w silnikach bezwzdukowych muszą być zatem zdolne do spełniania podwójnej funkcji: olejów obiegowych i olejów cylindrowych. Z tych względów muszą się one charakteryzować lepszymi własnościami myjącymi i większą odpornością na utlenianie niż oleje obiegowe używane w silnikach wozdżikowych, jak również obok smarowania i ochrony łożysk przed korozją muszą zapobiegać powstawaniu osadów w cylindrze i na tłokach.

Dodatkowym wymaganiem jest zdolność do dyspergowania nierozpuszczalnych w oleju produktów spalania, zwłaszcza w odniesieniu do paliw typu pozostałościowego. Z tych też względów całkowita liczba zasadowa tych olejów jest wyższa od olejów obiegowych stosowanych w silnikach wozdżikowych.

Do zasilania olejem cylindrowym olejowych prasek smarowych służy instalacja cylindrowego oleju smarowego. Zapas oleju cylindrowego wystarczający dla zasięgu pływania jednostki jest przechowywany w zbiorniku zapasowym. Zasilanie olejowych prasek smarowych odbywa się grawitacyjnie ze zbiornika rozchodowego oleju cylindrowego napełnianego okresowo pompą transportową.

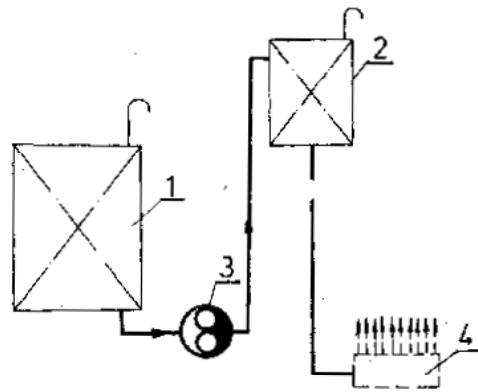
Zarówno zbiornik zapasowy jak i zbiornik rozchodowy oleju cylindrowego są wyposażone w poziomowskazy oraz wanny ściekowe, umożliwiające odprowadzenie do zbiornika ścieków i odwodnień drobnych przecieków oleju oraz wody, którą można usunąć z oleju otwierając odpowiednie zawory umieszczone w dolnej części zbiorników. Celem uniknięcia przedostawania



się do cylindrów zanieczyszczeń osadzonych w zbiorniku rozchodowym, pobór oleju umieszczony jest około 40 cm powyżej dna zbiornika.

Zbiornik rozchodowy oleju cylindrowego powinien być umieszczony dostatecznie wysoko ponad olejowymi praskami smarowymi, dla zapewnienia odpowiedniego ciśnienia hydrostatycznego na dolicie do prasek.

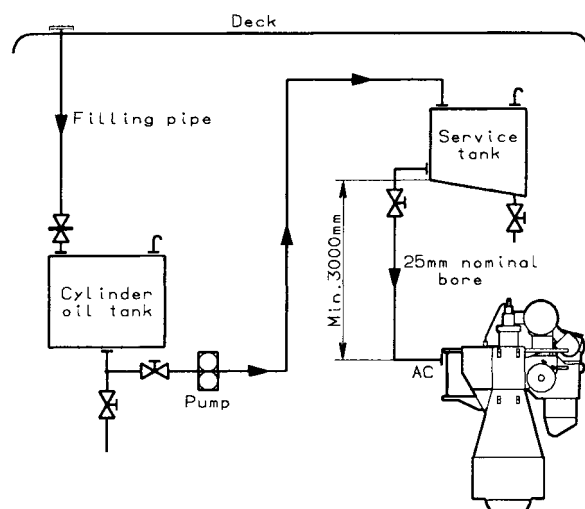
Firma Sulzer zaleca umieszczenie tego zbiornika, co najmniej 6,5 m powyżej osi wału korbowego silnika. Z tych względów zbiornik rozchodowy jest najczęściej usytuowany powyżej zbiornika zapasowego, a jego napełnianie odbywa się zębatą pompą transportową. Wysokie umieszczenie zbiornika rozchodowego pozwala dodatkowo na odprowadzenie przelewu do zbiornika zapasowego oraz na jego grawitacyjne opróżnianie. Pobór niewielkich ilości oleju cylindrowego umożliwia zawór czerpalny umieszczony bądź-na zbiorniku zapasowym, bądź też na rurociągu zasilającym praski smarowe.



Rys. 3.15. Schemat ideowy instalacji oleju cylindrowego 1 - zbiornik zapasowy oleju cylindrowego; 2 - zbiornik rozchodowy oleju cylindrowego; 3 - pompa transportowa oleju cylindrowego; 4 - praska smarowa.

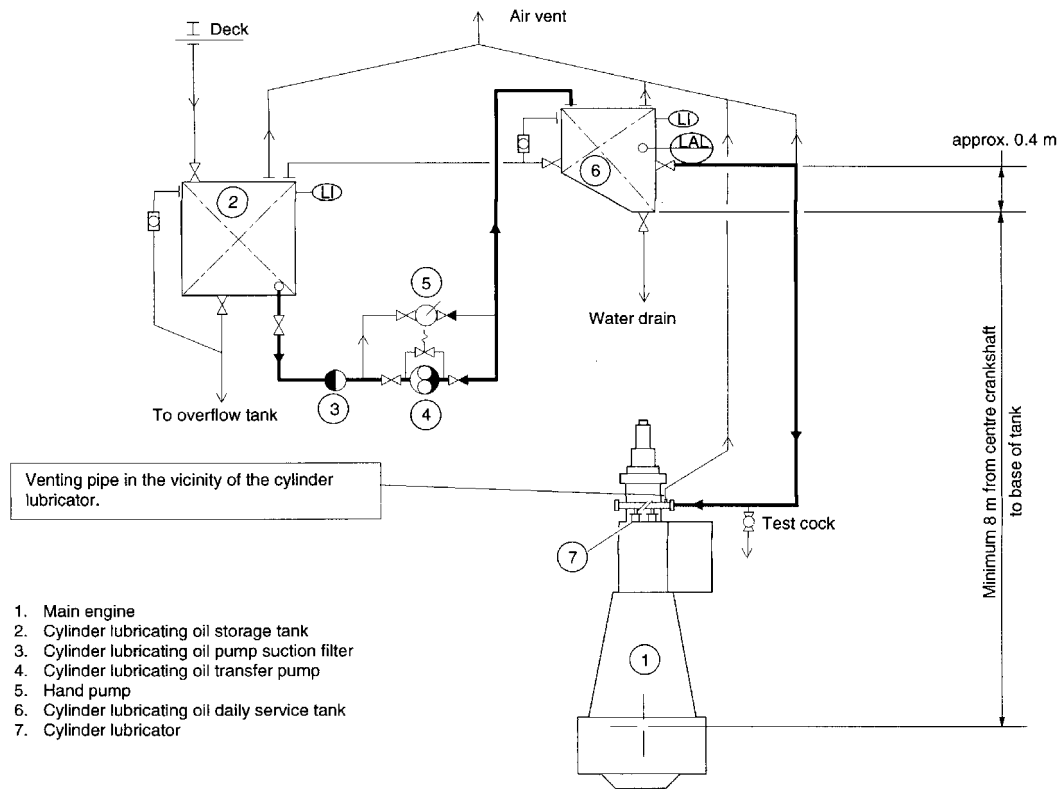
W dużych siłowniach ( $N > 20\,000$  kW) spotyka się niekiedy dwa zbiorniki zapasowe oleju cylindrowego oraz rezerwową pompę transportową z napędem ręcznym.

W przypadku siłowni wielosilnikowej poszczególne silniki są zasilane olejem cylindrowym ze wspólnego zbiornika rozchodowego.



The letters refer to "List of flanges"

Rys. 3.16. Schemat ideowy instalacji oleju cylindrowego silników MAN-B&W



Rys. 3.17. Schemat ideowy instalacji oleju cylindrowego silników Sulzer

## 4. CHŁODZENIE SILNIKÓW OKRĘTOWYCH - WIADOMOŚCI PODSTAWOWE

Chłodzenie silnika wynika z potrzeby utrzymania temperatury elementów tworzących komorę spalania - głowicy, tłoka, tulei cylindrowej na poziomie gwarantującym ich poprawne działanie, niezawodność i trwałość. Chłodzi się także łożyska oraz prowadnice wozzika, to znaczy te elementy silnika, które nagrzewają się kosztem ciepła równoważnego stratom tarcia. Oprócz elementów silnika chłodzi się także powietrze ładujące.

Chłodzenie silnika powoduje nieuniknione straty energetyczne wynoszące ok. 25—30% energii doprowadzanej w paliwie. Jako czynnik chłodzący stosuje się:

- wodę słodką,
- olej smarny, do chłodzenia tłoków i łożysk,
- wodę zaburtową (morską) do chłodzenia powietrza ładującego.

Pobrane z silnika ciepło woda słodka i olej smarny oddają w chłodnicach wodzie zaburtowej.

### 4.1. CEL I SKUTKI CHŁODZENIA

#### ZADANIA UKŁADU CHŁODZENIA SILNIKÓW OKRĘTOWYCH

Celem chłodzenia silnika spalinowego jest:

- utrzymanie stałych, dopuszczalnych wartości (niezależnie od obciążenia) średnich temperatur jego elementów,
- wyrównanie, w możliwie największym stopniu, temperatur w różnych punktach chłodzonych elementów.

Podstawowym warunkiem stałości temperatury chłodzonych części silnika są ustalone obciążenia silnika i warunki jego chłodzenia, kiedy to ilość ciepła przejmowana przez silnik równa się ilości ciepła oddawanego czynnikom chłodzącym. W zmiennych warunkach obciążenia występują nieznaczne wahania temperatur elementów chłodzonych. Czynniki ograniczającymi maksymalną temperaturę elementów chłodzonych są:

- spadek wytrzymałości materiału,
- wzrost naprężeń cieplnych,
- rozszerzalność materiałów i wynikający stąd zanik luzów, których wartość określają względy ruchowe w stanie zimnym silnika.

Ze względu na smarowanie tulei cylindrowej temperatura jej ścianki nie może przekraczać określonej wartości. W zbyt wysokiej temperaturze olej doprowadzony na gładź cylindrową ulegałby koksowaniu i spalaniu. Gdyby elementy silnika, stykające się bezpośrednio ze spalinami nie były chłodzone, ich maksymalne temperatury wynosiłyby co najmniej 800÷900°C. Współczesne stosowane materiały konstrukcyjne nie są odporne na tak wysokie temperatury.

Chłodzenie silnika nie powinno być jednak zbyt intensywne, ze względu na dodatkowe straty ciepłe i mechaniczne, a także kondensację spalin na przechłodzonych ściankach tulei cylindrowej. Szczególnie niebezpieczna jest kondensacja spalin zawierających produkty spalania siarki ze względu na ich korozyjne działanie.

Całkowite wyrównanie temperatur w różnych punktach chłodzonego elementu jest praktycznie niemożliwe, niemniej wskutek chłodzenia maleją znacznie różnice temperatur między poszczególnymi partiami tego samego elementu. Wyrównanie temperatur wpływa na zmniejszenie naprężeń cieplnych.

Ciepło elementów chłodzonych przejmowane jest przez czynniki chłodzące i przekazywane wodzie morskiej w chłodnicach. Zespół urządzeń służących do chłodzenia silnika powiązany funkcjonalnie siecią rurociągów wraz z przynależną armaturą nazywa się instalacją chłodzenia silowni spalinowej.

Dobrze działającą instalację chłodzenia cechuje stałość parametrów chłodzących, niezależnie od chwilowych lub okresowych zmian obciążeń.

Jako funkcję pomocniczą instalacji chłodzącej należy wymienić podgrzewanie silnika przed rozruchem lub utrzymywanie jego stałej, zadanej temperatury podczas postoju statku w porcie. Do grzania silnika wykorzystywana bywa ta sama instalacja, która podczas jego pracy spełnia zadanie chłodzenia. Jako źródło energii grzewczej stosuje się parę lub wodę chłodzącą pobieraną z innego pracującego silnika. To ostatnie rozwiązanie stosowane powszechnie w starszych konstrukcjach polegało na grzaniu silnika napędu głównego wodą z obiegu pracującego silnika zespołu prądotwórczego.

## ELEMENTY SILNIKA WYMAGAJĄCE CHŁODZENIA

### I. Czynniki chłodzące

We współczesnych silnikach okrętowych chłodzi się te elementy i zespoły, które stykają się bezpośrednio ze spalinami lub, na których powierzchniach powstają znaczne ilości ciepła wskutek tarcia.

Chłodzenia wymagają:

- tuleje cylindrowe,
- głowice,
- korpusy zaworów wylotowych,
- korpusy turbosprężarek,
- tłoki (jeśli  $D > 300$  mm),
- wtryskiwacze,
- prowadnice wodzików,
- łożyska układu tłokowo-korbowego (łożyska wodzikowe, korbowe, główne i oporowe).

Wymienione elementy, z wyjątkiem łożysk, są chłodzone czynnikami chłodzącymi obiegowym lub przepływającymi w specjalnie do tego celu przewidzianych instalacjach, natomiast łożyska układu tłokowo-korbowego chłodzi się olejem, którego głównym zadaniem jest smarowanie współpracujących powierzchni. Oprócz elementów silnika chłodzone są także czynniki z nim współpracujące, jak powietrze ładujące i olej obiegowy.

Do chłodzenia elementów silników okrętowych stosuje się głównie wodę słodką. Rolę czynnika chłodzącego spełnia także olej smarowy i w ograniczonym stopniu olej napędowy. Wodą słodką chłodzi się tuleje cylindrowe, głowice, korpusy zaworów wylotowych, korpusy turbosprężarek strony spalinowej, tłoki oraz wtryskiwacze.

Woda słodka używana do chłodzenia współczesnych silników musi odpowiadać określonym wymogom jakościowym, a w szczególności nie może powodować powstawania osadów kamienia kotłowego i szlamów oraz korozji na omywanych powierzchniach. Z tych względów zaleca się stosowanie destylatu wody słodkiej, kondensatów z systemu parowego lub wodę odmineralizowaną z dodatkiem odpowiedniej jakości inhibitorów korozji.

Wodę morską jako czynnik bezpośrednio chłodzący stosuje się do chłodzenia silników napędowych łodzi ratunkowych, roboczych i innych małych jednostek pływających oraz do schładzania powietrza ładującego, a także wody słodkiej i oleju smarowego.

Woda morska jako czynnik chłodzący oprócz jednej zalety powszechnej dostępności, ma wady, z których najistotniejsze to powodowanie korozji chłodzonych elementów oraz intensywne zanieczyszczanie przestrzeni chłodzonych substancjami mechanicznymi i mineralnymi.

Zanieczyszczenia mineralne powodują tzw. twardość przemijającą. Są to kwaśne węglany wapnia i kwaśne węglany magnezu rozkładające się w temperaturze powyżej 60°C.

Mogą one powodować znaczne trudności eksploatacyjne, ponieważ nierozpuszczalne w wodzie węglany wapnia i magnezu, osadzając się na ściankach kanałów chłodzenia, utrudniają wymianę ciepła, a ponadto mogą spowodować zatkanie („zarośnięcie”) kanałów, a przez to lokalne przegrzanie materiału i jego uszkodzenie. Z tych to względów maksymalna temperatura wody morskiej na odpływie nie powinna przekraczać 45°C.

Olej smarowy jako czynnik chłodzący wykorzystywany bywa głównie do chłodzenia tłoków, zwłaszcza bezwodzikowych i prowadnic wodzików. Olej może być także stosowany do chłodzenia końcówek wtryskiwaczy.

Przepływając przez łożyska olej smarowy spełnia także funkcję chłodzącą, przejmując ciepło w ilości równoważnej stratom tarcia.

W porównaniu do wody skutek chłodniczy oleju, rozumiany jako stosunek pobranego ciepła do natężenia przepływu czynnika chłodniczego, jest 3÷3,5 razy mniejszy.

Olej napędowy jako czynnik chłodzący ma ograniczone zastosowanie. Stosowany bywa jedynie do chłodzenia końcówek wtryskiwaczy niektórych.

## II. Ciepło chłodzenia

Ilość ciepła przejmowana przez czynniki chłodzące (straty chłodzenia) zależy od mocy silnika i stopnia jego obciążenia, sposobu pracy silnika (dwu, czy czterosurowy), stopnia doładowania oraz od wielu innych czynników zarówno konstrukcyjnych, jak i eksploatacyjnych. Straty chłodzenia wyznacza się w stosunku do jednostkowej pracy silnika:

$$q_{ch} = \frac{Q_{ch}}{P_e}$$

gdzie:  $Q_{ch}$  [kJ/h] — godzinowe straty chłodzenia,  $P_e$  — moc użyteczna silnika [kW].

Pomijając szczegółową analizę wszystkich czynników wpływających na straty chłodzenia, należy stwierdzić, że ilość ciepła przejmowana przez czynniki chłodzące zależy w dużym stopniu od objętościowego wskaźnika mocy, średnicy cylindra i nadmiaru powietrza.

Dla danej prędkości obrotowej straty chłodzenia są odwrotnie proporcjonalne do objętościowego wskaźnika mocy, gdyż z jego wzrostem maleje powierzchnia przestrzeni roboczej. Powierzchnia przestrzeni roboczej maleje także ze wzrostem średnicy cylindra  $D$ . Im większa jest średnica cylindra, tym mniejsze są straty chłodzenia. Moc silnika, a zatem i ilość ciepła powstająca w komorze spalania jest proporcjonalna do sześciastu średnicy cylindra -  $D^3$ , powierzchnia przestrzeni roboczej zaś, a zatem i straty chłodzenia - do jej kwadratu -  $D^2$ .

Ze wzrostem stopnia doładowania maleją straty chłodzenia, co tłumaczy się większą ilością ciepła odprowadzanego ze spalinami i wzrostem sprawności ogólnej silnika. Powietrze przepływające przez silnik w okresie płukania w stosunkowo dużych ilościach (3÷3,5) chłodzi elementy komory spalania, wskutek czego maleje ilość ciepła przenikająca przez chłodzone ścianki do czynników chłodzących.

Z czynników konstrukcyjnych wpływających na straty chłodzenia należy wymienić:

- kształt komory spalania,
- rodzaj materiału tłoka i sposób jego chłodzenia.

Silniki z wtryskiem bezpośrednim, dla których stosunek powierzchni do objętości komory spalania jest mniejszy niż dla silników z komorami dzielonymi, mają z tego powodu mniejsze straty chłodzenia.

Chłodzenie tłoków oraz stosowanie do ich budowy stopów lekkich wpływa na wzrost ciepła przenikającego do czynników chłodzących.

Ważniejszymi czynnikami eksploatacyjnymi wpływającymi na straty chłodzenia są:

- moment zapłonu i przebieg spalania,
- stopień obciążenia silnika,

- prędkość obrotowa.

Należy dążyć do zachowania prawidłowych warunków zapłonu i spalania, gdyż zarówno przedwczesny zapłon (wzrost maksymalnej temperatury spalania), jak i za późny oraz związane z tym przewlekłe spalanie (duże, odsłonięte przez tłok powierzchnie komory roboczej) wpływają niekorzystnie na wzrost strat chłodzenia.

Jeżeli czynniki konstrukcyjne wpływające na straty chłodzenia nie wywierają zasadniczego wpływu na wielkość łączonych strat, a jedynie wpływają na ich przegrupowanie (spadek lub wzrost strat w spalinach kosztem wzrostu lub spadku strat chłodzenia), to wzrost strat chłodzenia wywołany czynnikami eksploatacyjnymi, odbywający się kosztem spadku mocy efektywnej silnika, powoduje spadek jego sprawności.

Na straty chłodzenia składają się:

- straty chłodzenia tulei cylindrowych i głowic,
- straty chłodzenia tłoków,
- straty chłodzenia wtryskiwaczy,
- straty chłodzenia turbosprężarek,
- straty chłodzenia oleju smarowego,
- straty chłodzenia oleju smarowego turbosprężarek,
- straty chłodzenia powietrza ładującego.

Jednostkowe ciepło chłodzenia  $q_{ch}$  dla doładowanych silników wynosi orientacyjnie:

- małej mocy i zespołów prądotwórczych 3400÷3700 kJ/kWh,
- czterosuwowych średniej mocy 2800÷3100 kJ/kWh,
- czterosuwowych dużej mocy 2300÷2800 kJ/kWh,
- dwusuwowych średniej mocy 2600÷2800 kJ/kWh,
- dwusuwowych dużej mocy 2000÷2600 kJ/kWh,

Najistotniejszym składnikiem strat chłodzenia jest ciepło chłodzenia tulei cylindrowej i głowic. Ciepło to przejmowane przez wodę chłodzącą w obiegu chłodzenia tulei cylindrowych i głowic wynosi orientacyjnie dla doładowanych silników:

- czterosuwowych małej mocy 2600÷3100 kJ/kWh,
- czterosuwowych dużej mocy 2500÷1700 kJ/kWh,
- dwusuwowych średniej mocy 1400÷2000 kJ/kWh,
- dwusuwowych dużej mocy 1000÷1400 kJ/kWh

Jeżeli z tego obiegu chłodzi się korpusy turbosprężarek, to podane wartości są większe o 200÷230 kJ/kWh.

Ciepło chłodzenia tłoków jest znaczącą pozycją strat w bilansie strat chłodzenia, wynosi ono dla:

- czterosuwowych silników średniej mocy 230÷260 kJ/kWh,
- czterosuwowych silników dużej mocy 230÷280 kJ/kWh,
- dwusuwowych silników średniej mocy 230÷340 kJ/kWh,
- dwusuwowych silników dużej mocy 340÷430 kJ/kWh

Straty chłodzenia wtryskiwaczy są niewielkie i dla wszystkich typów silników mieszczą się w granicach 50÷70 kJ/kWh.

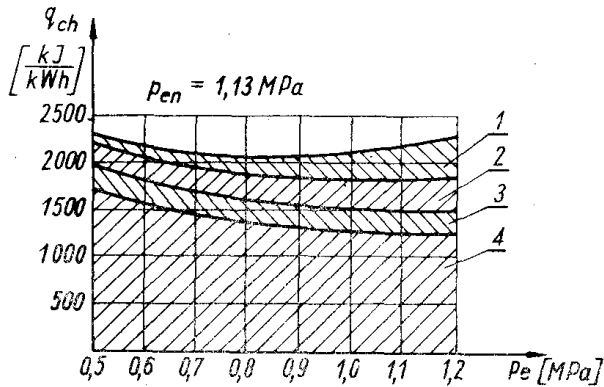
Olej smarowy podgrzewa się kosztem ciepła równoważnego stratom tarcia i ciepła chłodzenia tłoków.

Przeciętne wartości wynoszą dla:

- czterosuwowych silników z tłokami chłodzonymi olejem 150÷250 kJ/kWh,
- dwusuwowych silników z tłokami chłodzonymi olejem 400÷500 kJ/kWh,
- dwusuwowych silników z tłokami chłodzonymi wodą 70÷80 kJ/kWh.

Z powyższego wynika, że decydujący udział w stratach chłodzenia oleju ma ciepło chłodzenia tłoków.

Jednym ze sposobów zwiększenia gęstości powietrza ładującego, a przez to masy ładunku doprowadzanego do silnika jest obniżenie jego temperatury. Odbywa się to w chłodnicach powietrza. Ciepło chłodzenia powietrza ładującego zależy głównie od stopnia doładowania silnika i wynosi od 300÷500 kJ/kWh dla silników umiarkowanie doładowanych do 700÷900 kJ/kWh dla silników wysokoładowanych.



Rys. 4.1. Zależność jednostkowych strat chłodzenia w funkcji obciążenia: 1 - straty chłodzenia powietrza ładującego; 2 - straty chłodzenia turbosprężarek; 3 - straty chłodzenia oleju smarowego; 4 - straty chłodzenia tulei cylindrowych i głowic.

Podane wartości strat chłodzenia odnoszą się do obciążeń nominalnych silnika. Straty chłodzenia zmieniają się w zależności od obciążenia silnika. Na ogół można przyjąć, że straty chłodzenia są najmniejsze w zakresie obciążeń (0,8÷0,9), natomiast rosną poza tym zakresem.

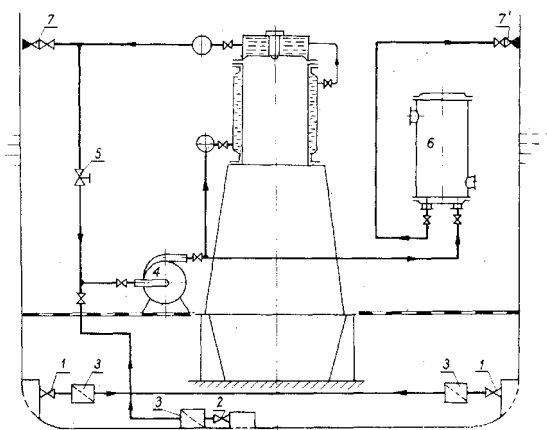
## 4.2. INSTALACJE CHŁODZENIA

Silniki okrętowe chłodzi się z zasady wodą słodką. Tylko małe silniki napędu głównego na jednostkach pomocniczych - łodziach roboczych lub ratunkowych mogą być chłodzone wodą morską. Wyjątek stanowią silniki chłodzone powietrzem, na wzór niektórych silników pojazdów mechanicznych. W grupie tej spotyka się, między innymi, silniki awaryjne zespołów prądotwórczych. Dalsze rozważania będą dotyczyły chłodzenia silników wodą.

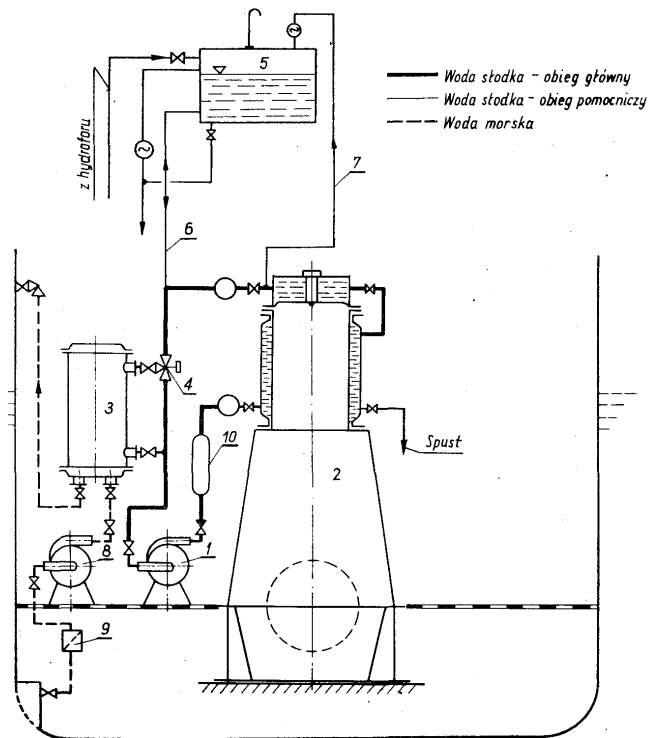
### CHŁODZENIE BEZPOŚREDNIE I POŚREDNIE

Chłodzenie bezpośrednie, zwane również przepływowym, polega na bezpośrednim chłodzeniu elementów silnika wodą morską. Uproszczony schemat takiej instalacji chłodzenia pokazano na rysunku. Woda morską dostaje się do obiegu przez zawór burtowy lub denny.

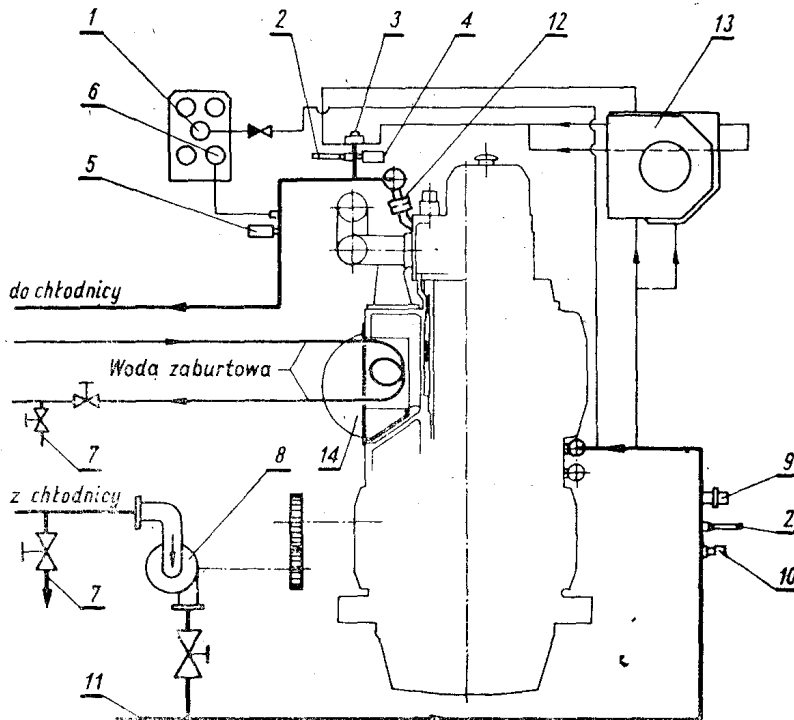
Elementy instalacji chłodzenia pośredniego silników małej mocy zamontowane są na silniku, a pompy wody morskiej i słodkiej napędzane od wału korbowego.



Rys. 4.2. Uproszczony schemat instalacji chłodzenia silnika okrętowego wodą morską



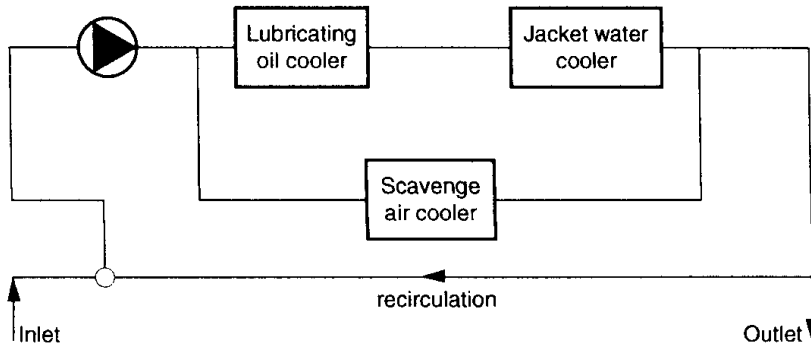
Rys. 4.3. Uproszczony schemat instalacji chłodzenia pośredniego silnika okrętowego: 1 - pompa wody słodkiej; 2 - silnik; 3 - chłodnica wody słodkiej; 4 - zawór regulacyjny; 5 - zbiornik kompensacyjno-odpowietrzający; 6 - rurociąg uzupełniający; 7 - rurociąg odpowietrzający; 8 - pompa wody morskiej; 9 - filtr wody morskiej (osadnik); 10 - podgrzewacz wody.



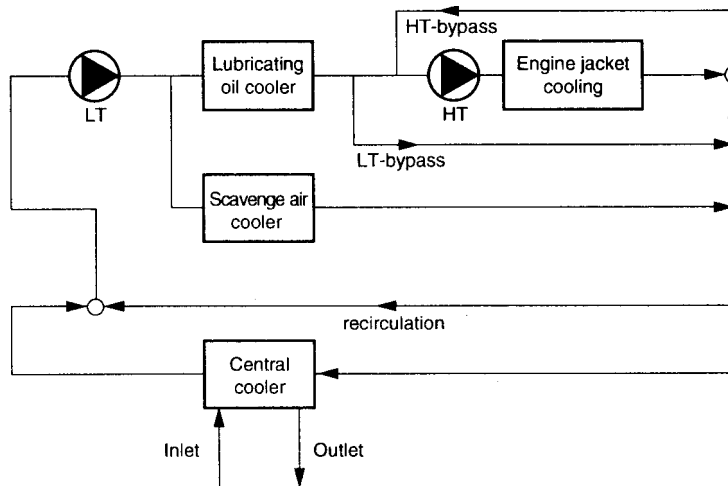
Rys. 4.4. Schemat instalacji chłodzenia silnika okrętowego firmy Sulzer typu A25: 1 - manometr na tablicy kontrolnej; 2 - termometr; 3 - odpowietrzenie; 4, 5 - czujniki temperatury; 6 - termometr na tablicy przyrządów; 7 - spust; 8 - pompa



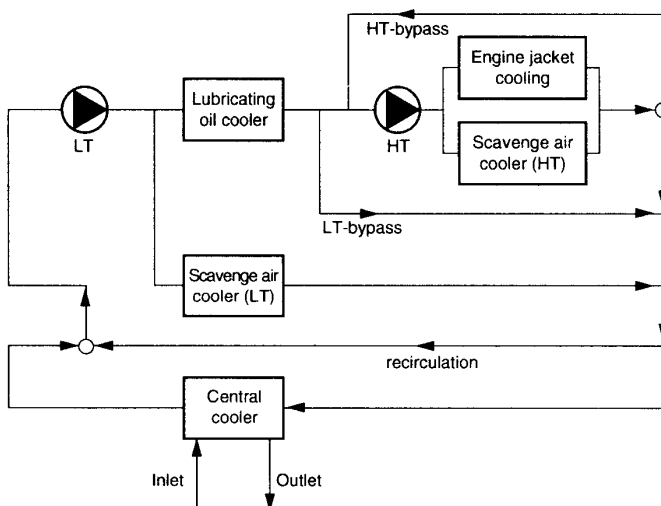
wody; 9 - wskaźnik przepływu; 10 - termometr oporowy; 11 - przyłącze pompy rezerwowej; 12 - przysłona; 13 - turbosprężarka; 14 - chłodnica powietrza ładującego.



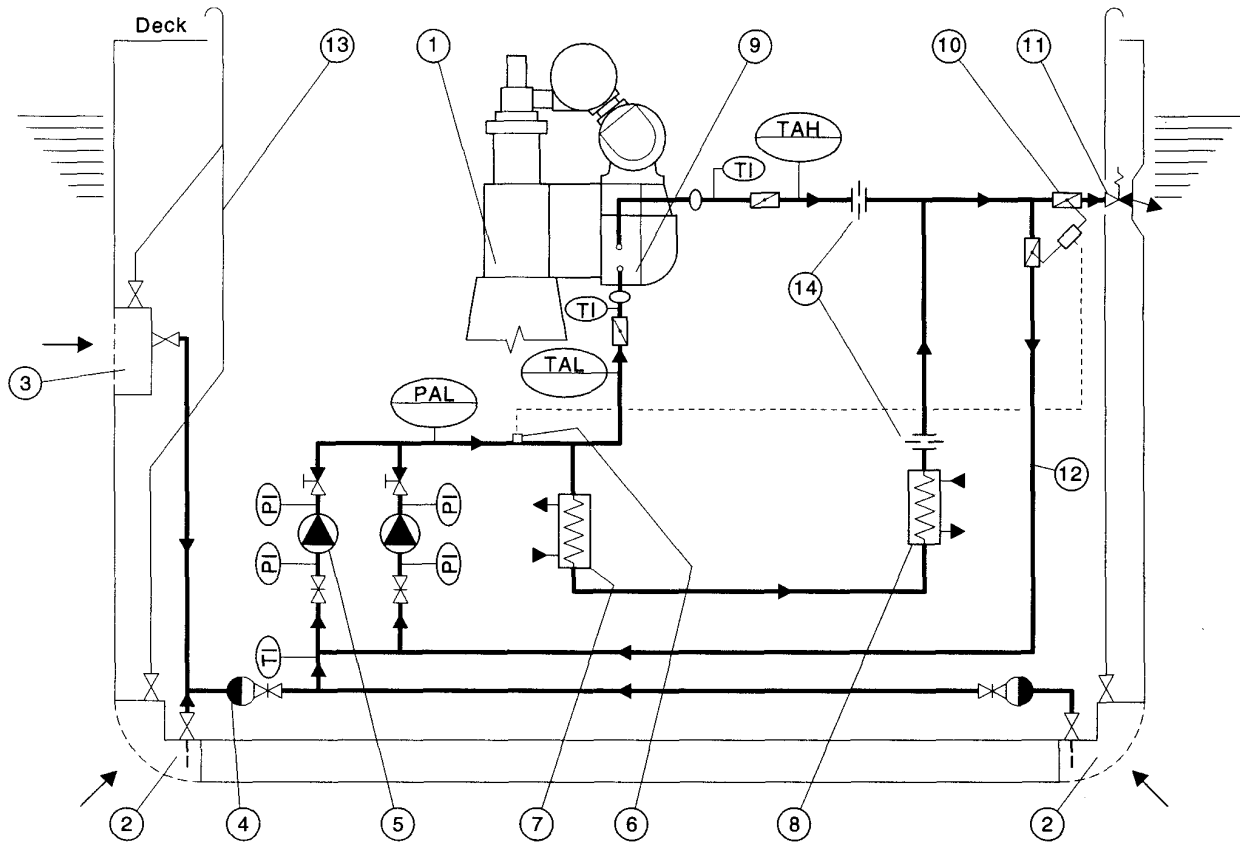
Rys. 4.5. Typowy układ chłodnic w instalacji chłodzenia



Rys. 4.6. Układ chłodnic w instalacji chłodzenia z chłodnicą centralną i nisko i wysokotemperaturową częścią instalacji



Rys. 4.7. Układ chłodnic w instalacji chłodzenia z chłodnicą centralną i nisko i wysokotemperaturową częścią instalacji oraz dwu stopniowym chłodzeniem powietrza dolotowego



Rys. 4.8. Przykład konwencjonalnej instalacji chłodzenia: 1 - main engine, 2 - lower sea chest, 3 - upper sea chest, 4 - sea-water filter, 5 - sea-water pump, 6 - temperature sensor, 7 - lubricating oil cooler, 8 - jacket cooling water cooler, 9 - scavenge air cooler, 10 - automatic temperature control valve (butterfly type), 11 - overboard discharge valve, 12 - warm sea water return line, 13 - air vent, 14 - throttling discs initially set.

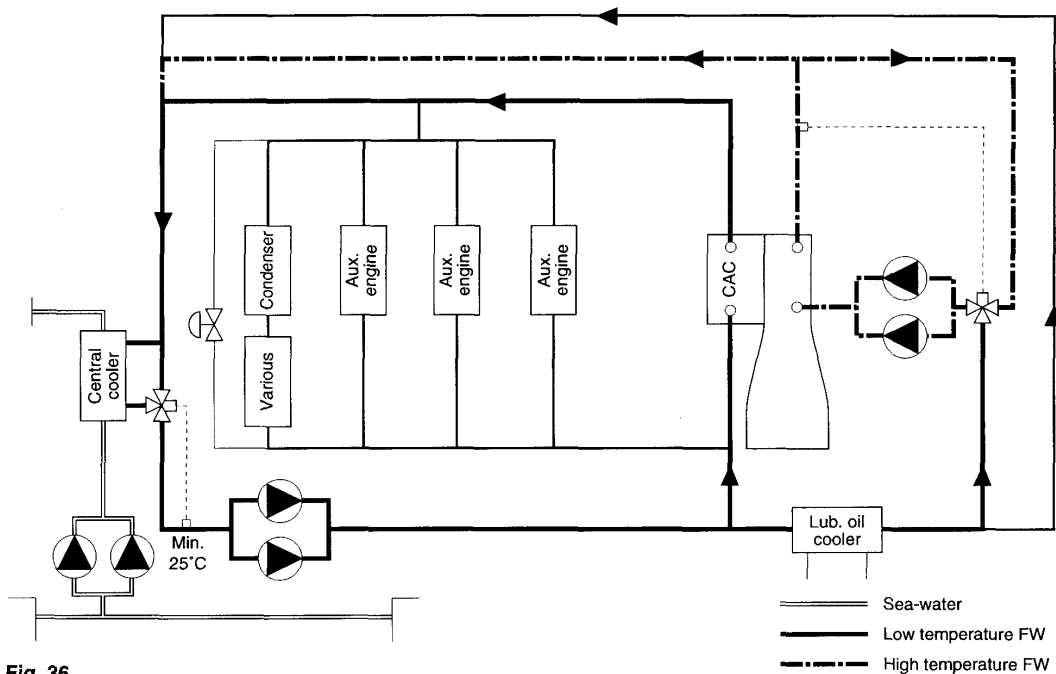
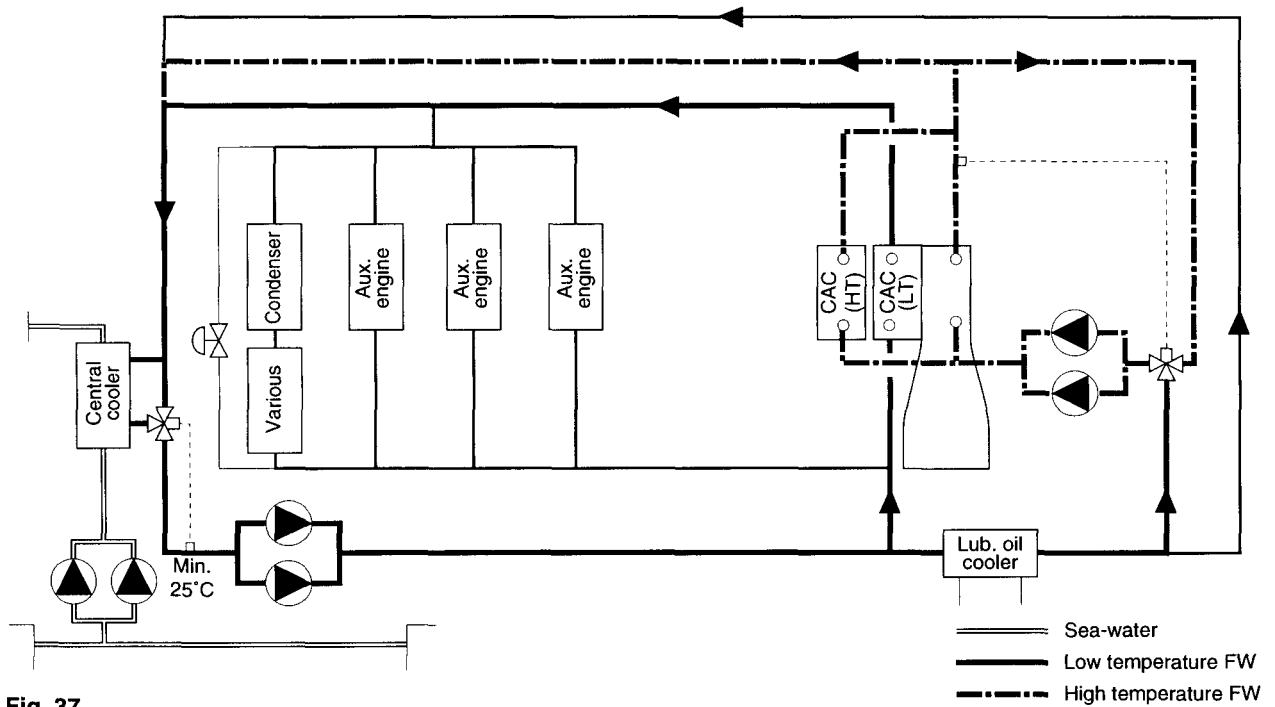


Fig. 36  
Central fresh water cooling layout for single-stage scavenge air cooler

F(0140).AI

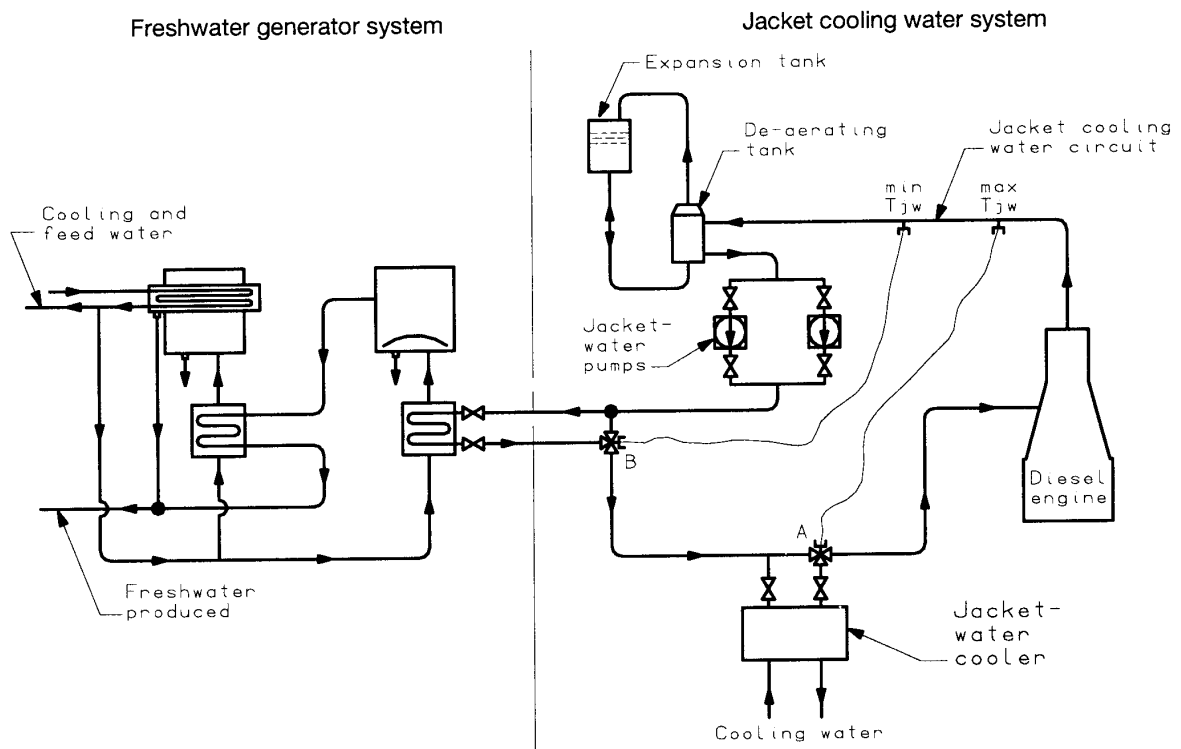
Rys. 4.9. Schemat centralnej instalacji chłodzenia z jednostopniową chłodnicą powietrza doładującego.



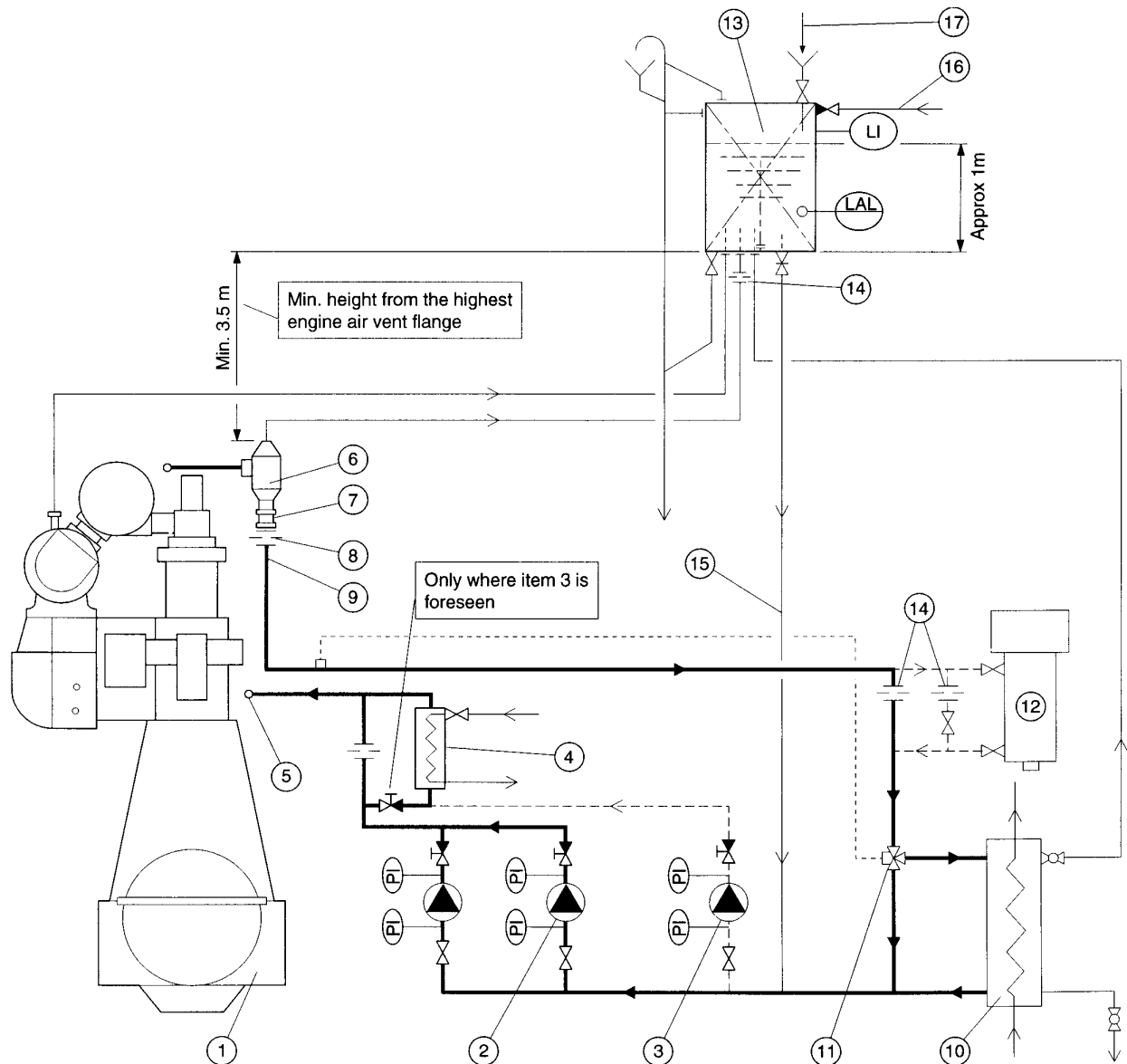
**Fig. 37**  
Central fresh water cooling layout for two-stage scavenge air cooler

F(0141).AI

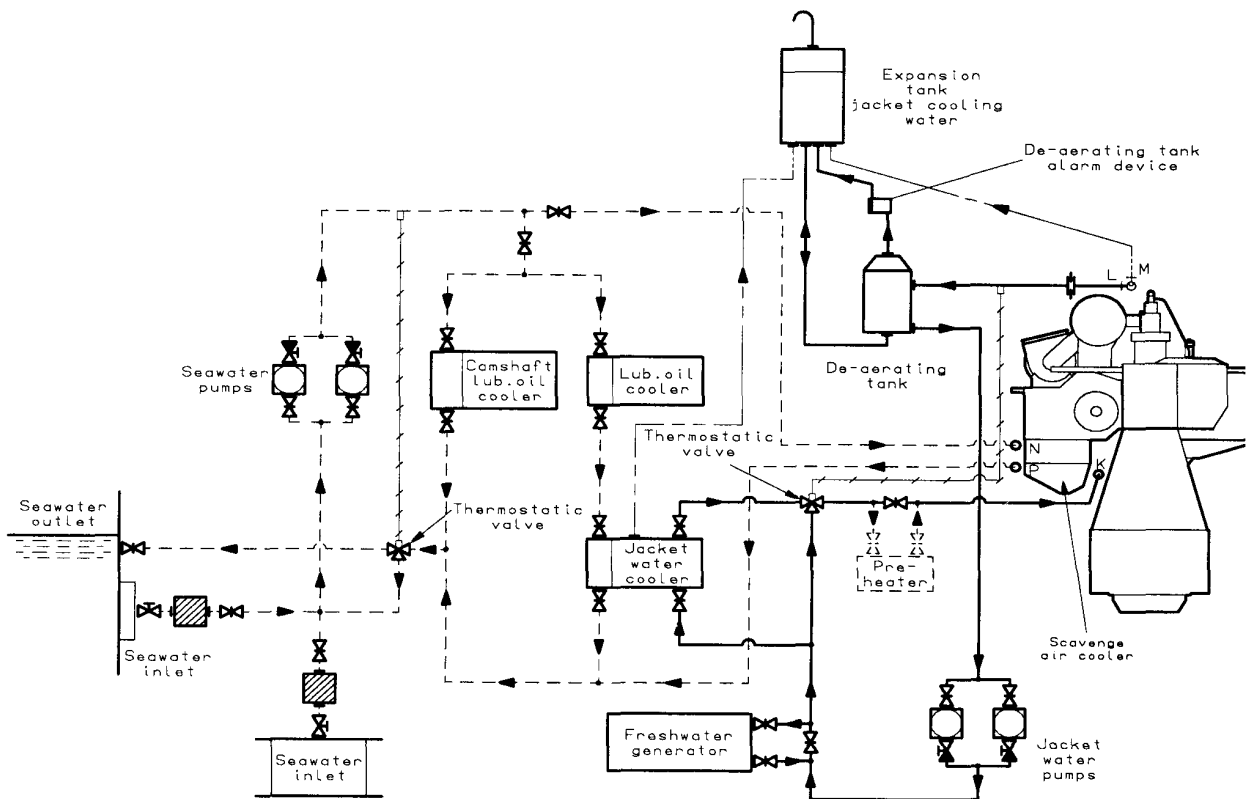
Rys. 4.10. Schemat centralnej instalacji chłodzenia z dwustopniową chłodnicą powietrza doładowującego.



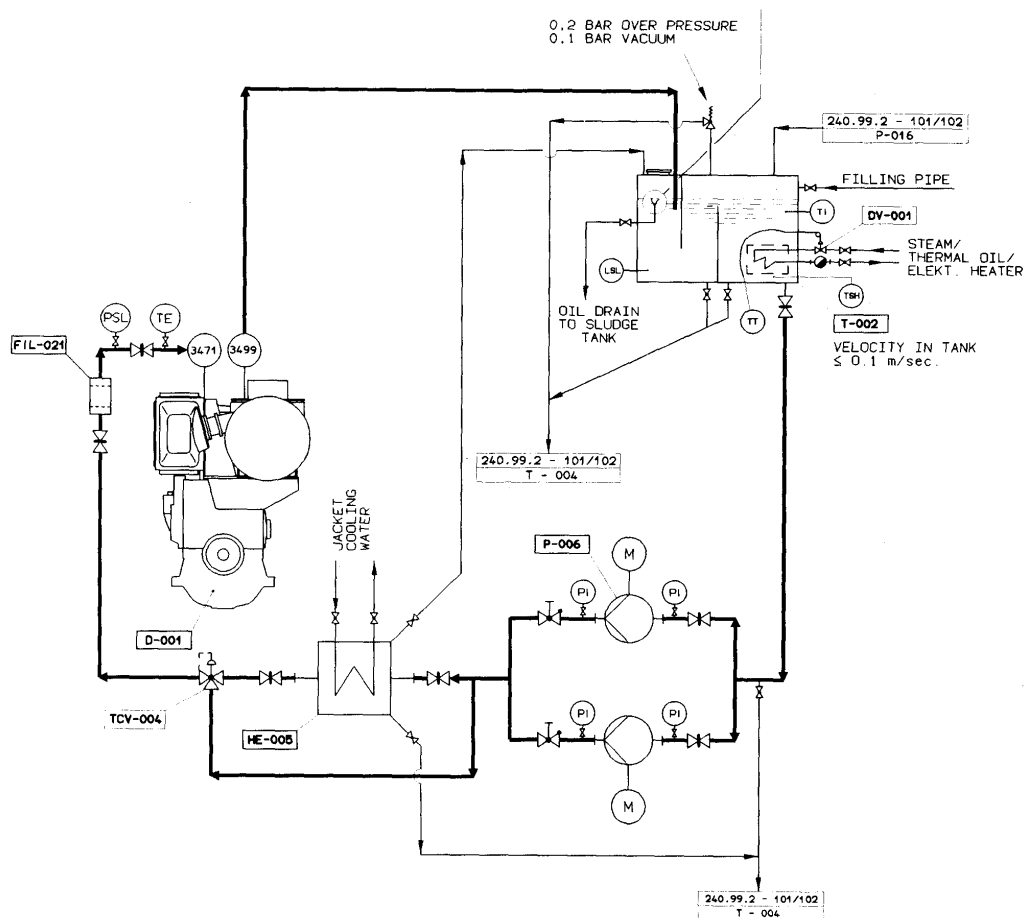
Rys. 4.11. Układ instalacyjny z wyparownikiem podciśnieniowym



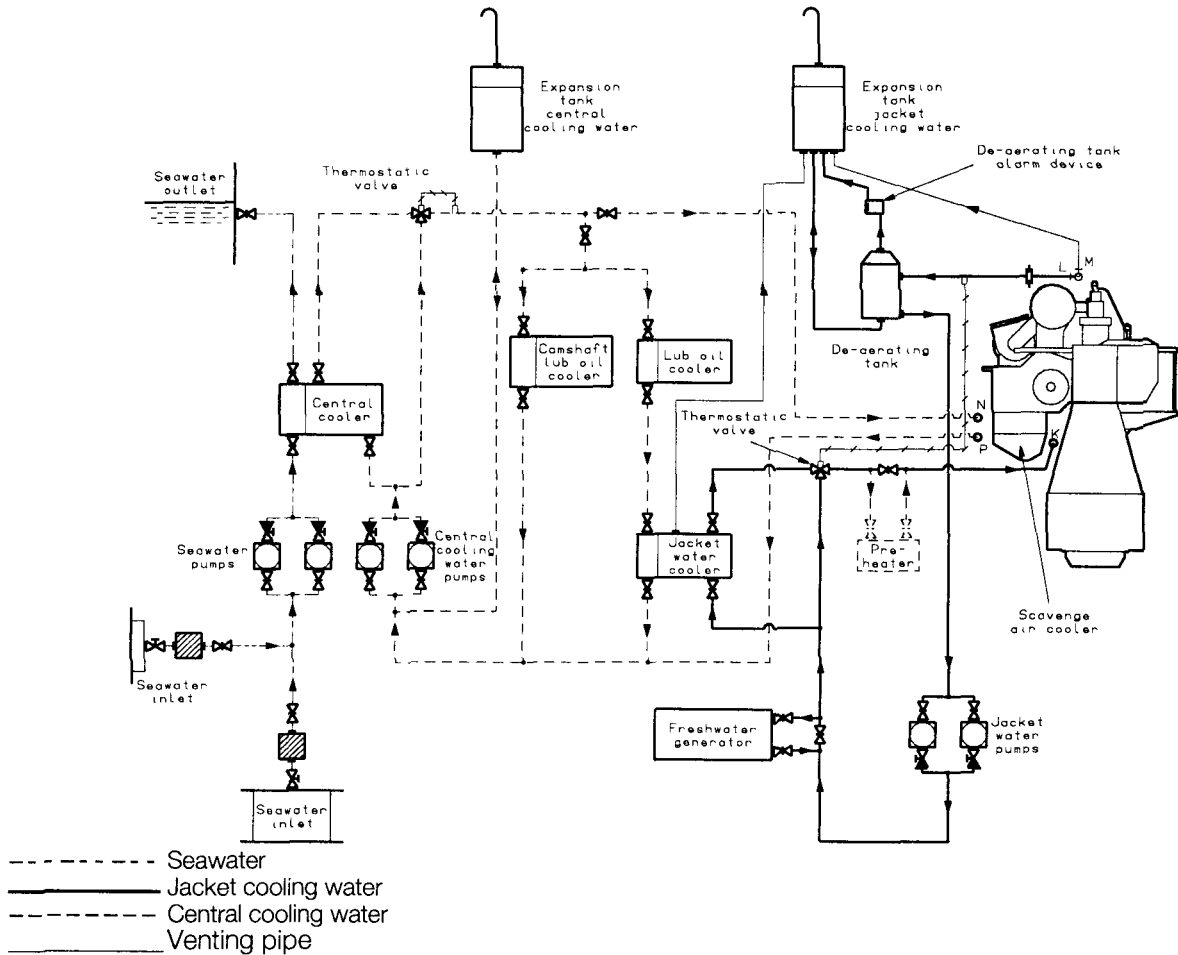
Rys. 4.12. Przykładowe rozwiązanie systemu chłodzenia silnika dużej mocy: 1 - Main engine; 2 - Jacket cooling water pumps; 3 - Pre-heating pump; 4 - Heater; 5 - Jacket cooling water inlet pipe; 6 - Air separator (centrifugal type); 7 - Fluid flow stabiliser; 8 - Throttling disc to adjust system cooling water pressure; 9 - Jacket cooling water outlet pipe; 10 - Jacket cooling water cooler; 11 - Automatic temperature control valve; 12 - Freshwater generator; 13 - Expansion tank; 14 - Throttling disc; 15 - Balance pipe; 16 - Filling pipe; 17 - Chemical treatment inlet



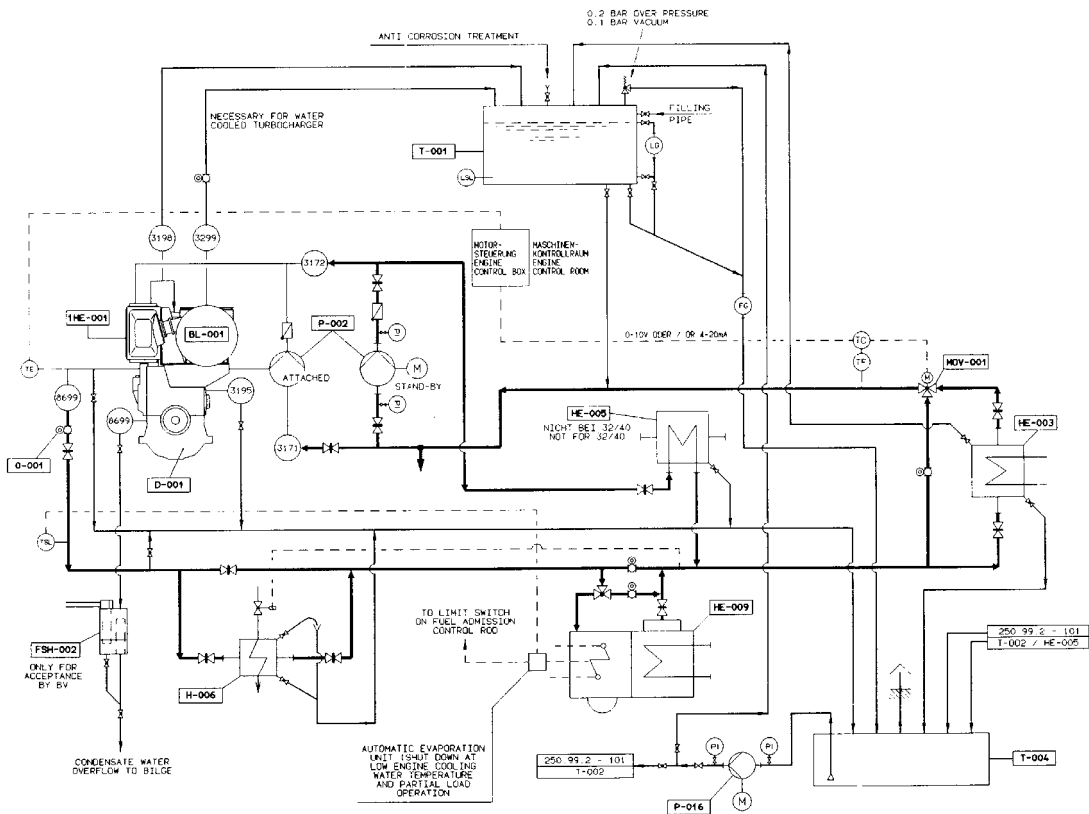
Rys. 4.13. Konwencjonalny układ instalacyjny wyparownika podciśnieniowego w wysokotemperaturowej części instalacji chłodzenia tulei cylindrowych



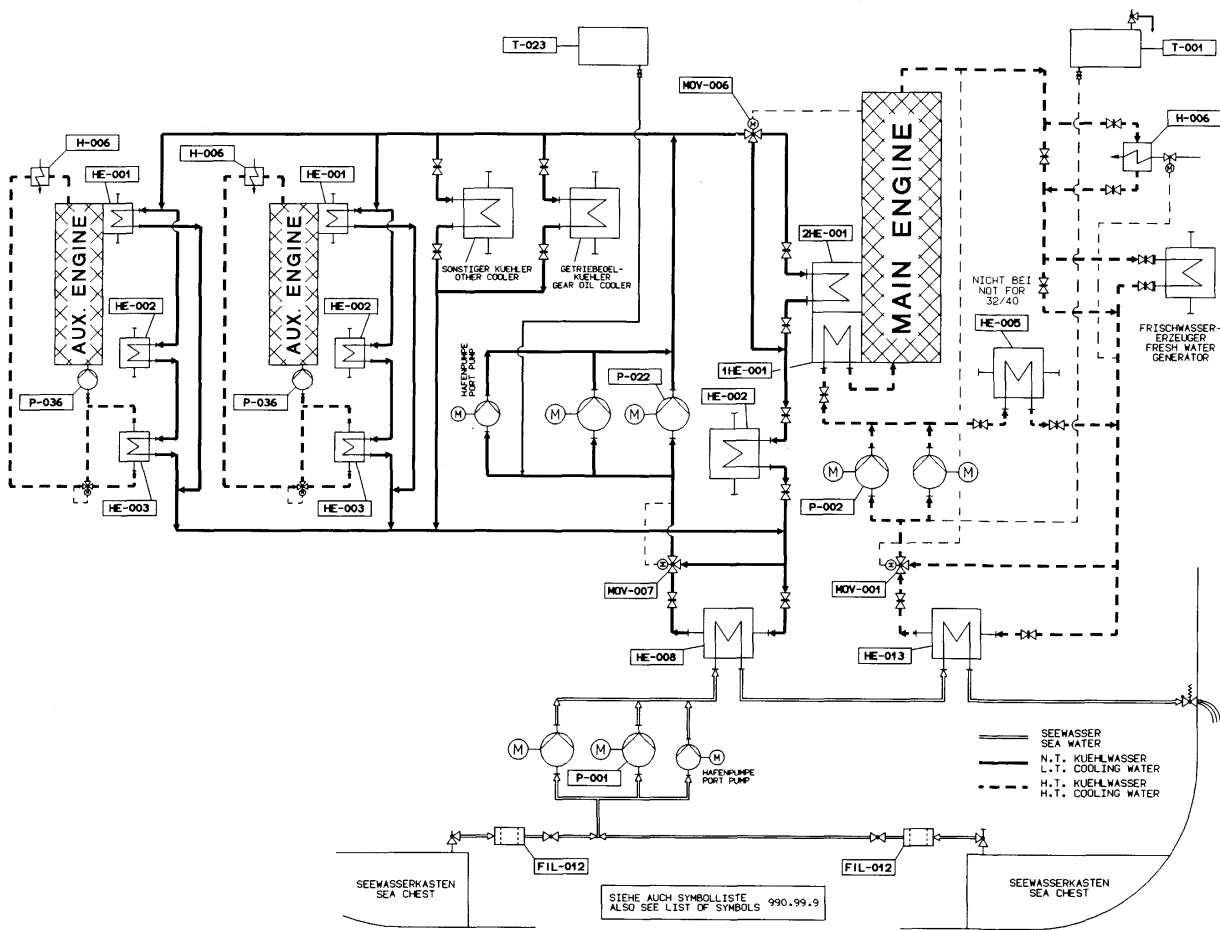
Rys. 4.14. Układ instalacyjny chłodzenia wtryskiwaczy dla silników średnioobrotowych B&W



Rys. 4.15. Układ instalacyjny z centralną chłodnicą i wyparownikiem w wysokotemperaturowej części instalacji chłodzenia tulei cylindrowych



Rys. 4.16. Układ instalacyjny chłodzenia tulei cylindrowych dla silników średnioobrotowych B&W



Rys. 4.17. Zintegrowany układ instalacyjny z centralnymi chłodnicami dla silników B&W

## 5. INSTALACJA SPRĘŻONEGO POWIETRZA

Zadaniem instalacji sprężonego powietrza jest przygotowanie powietrza jako czynnika roboczego o odpowiednim ciśnieniu, temperaturze i czystości, przechowywanie jego oraz doprowadzanie do urządzeń (odbiorników).

Instalacja sprężonego powietrza na statku służy przede wszystkim do rozruchu głównych i pomocniczych tłokowych silników spalinowych i do przesterowywania silników głównych, - jeśli są nawrotne. Poza tym służy do celów pomocniczych:

- przedmuchiwanie kingstonów,
- przedmuchiwanie instalacji chłodzenia wtryskiwaczy i instalacji przeciw pożarowej CO<sub>2</sub>,
- zasilania zdmuchiwaczy sadzy w kotłach,
- zasilania tyfonu (syreny),
- doładowywania poduszek powietrznych w hydroforach,
- zasilania układów automatyki okrętowej,
- celów warsztatowych (napęd narzędzi pneumatycznych),
- celów gospodarczych.

W przypadku silników szybkoobrotowych (mały moment bezwładności) dla mocy około 300 kW bywa niekiedy stosowany rozruch elektryczny (rozsusznikiem elektrycznym pobierającym energię z akumulatorów elektrycznych). Nie znaczy to, aby wymieniona wyżej granica ok. 300 kW była nieprzekraczalna. Zależnie od typu i specyfiki napędu oraz przeznaczenia statku rozruch elektryczny może być stosowany nawet dla silników dużych mocy rzędu tysięcy kW. Jednakże zdecydowanie dominującym sposobem uruchamiania silników okrętowych jest rozruch sprężonym powietrzem. Minimalne ciśnienie powietrza rozruchowego, które zdolne jest jeszcze uruchomić silnik zależy od konstrukcji, stanu technicznego i typu silnika. Orientacyjnie wynosi ono około 1÷2 MPa dla silników w stanie zimnym i około 0,8÷1,5 dla silników podgrzanych. Ilość powietrza zużywanego na 1 rozruch silnika zależy głównie od jego prędkości obrotowej, a konkretnie od mas ruchu obrotowego i posuwisto-zwrotnego.

Poza tym zależy od konstrukcji silnika, liczby cylindrów i stopnia jego wyeksploatowania. W siłowniach z tłokowymi silnikami spalinowymi sprężone powietrze jest przechowywane, co najmniej w dwóch zbiornikach. W przypadku siłowni statków z silnikami głównymi wolnoobrotowymi i średnioobrotowymi ciśnienie w tych zbiornikach wynosi 3 MPa.

Zapas sprężonego powietrza w zbiornikach powinien wystarczyć na:

- 12 rozruchów nawrotnego silnika głównego w stanie zimnym (na przemian „naprzód” i „wstecz”), po 6 z każdego zbiornika powietrza.
- w przypadku silników nienawrotnych całkowity zapas sprężonego powietrza może być dwa razy mniejszy - powinien wystarczyć łącznie na 6 rozruchów silnika głównego.
- w przypadku gdy w siłowni występują więcej niż dwa silniki główne, zapas sprężonego powietrza powinien zapewnić co najmniej po 3 rozruchy każdego silnika w stanie zimnym.

Każdy ze zbiorników powinien być wyposażony w:

- zawór zaporowo-zwrotny ładowania,
- zawór zaporowo-zwrotny poboru sprężonego powietrza,
- zawór bezpieczeństwa,
- zawór manometru,
- zawór odwadniający.



Muszą one być montowane bezpośrednio na głowicy, czy też na płaszczu zbiornika, nie może być odcinków rur między płaszczem zbiornika a zaworami, zazwyczaj umieszcza się je na głowicy zbiornika.

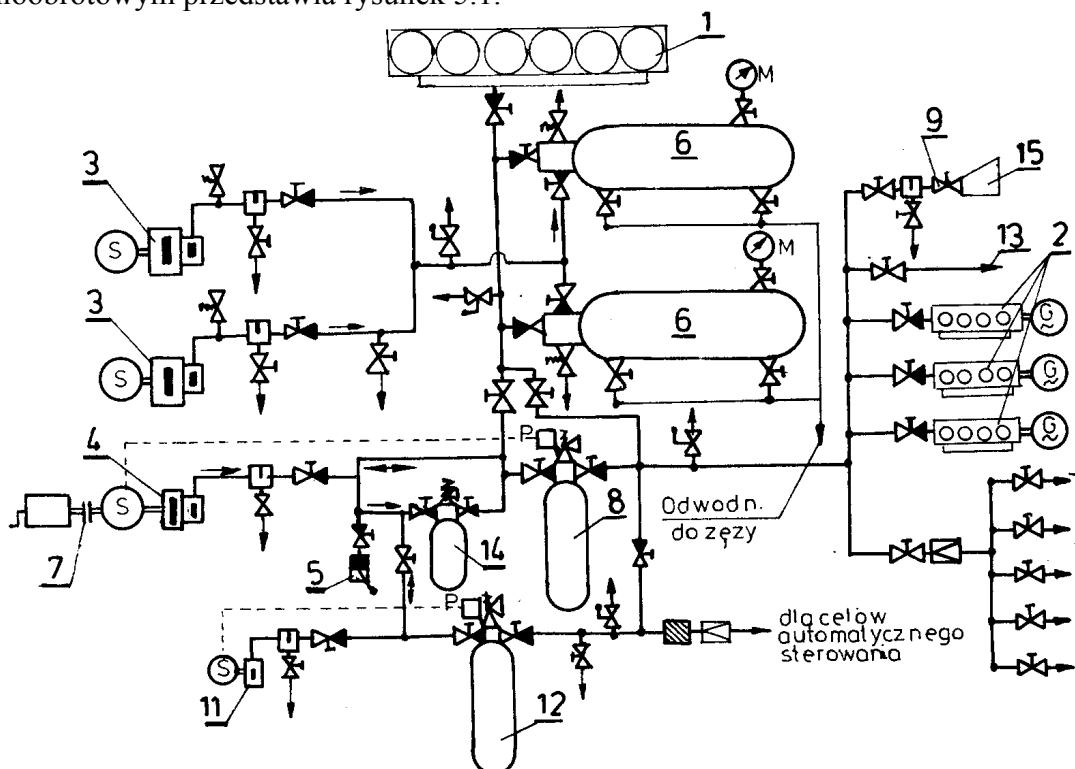
W siłowniach zautomatyzowanych, sprężone powietrze do układów sterowania (automatyki) może być pobierane ze zbiorników głównych, z tym, że zbiorniki te winny być automatycznie doładowywane już w razie spadku ciśnienia w nich o 0,5 MPa względem ciśnienia znamionowego.

Sprężarki w siłowni statku muszą być, co najmniej dwie, przy czym jedna musi być z napędem niezależnym, np. elektrycznym lub spalinowym, (druga może być zawieszona na silniku).

Poza tym w siłowni, czy też poza nią, musi być awaryjna sprężarka rozruchowa, na wypadek gdyby wszystkie zbiorniki sprężonego powietrza zostały rozładowane, a jednocześnie na statku nie pracowałby żaden silnik. W małych siłowniach może to nawet być sprężarka z napędem ręcznym. Jej przeznaczeniem jest takie naładowanie najmniejszego zbiornika sprężonego powietrza, by mogło ono uruchomić sprężarkę awaryjną z napędem pomocniczym silnikiem spalinowym, czy nawet jeden z niezależnych zespołów prądotwórczych, który z kolei zapewni pracę sprężarki z napędem elektrycznym.

W siłowniach, gdzie zbiorniki sprężonego powietrza są duże, naładowanie ręczne jednego z nich jest mało realne. Wtedy jako awaryjna sprężarka rozruchowa stosowany jest zespół silnik+sprężarka lub silnik+prądnica, gdzie silnik jest uruchamiany ręcznie, np. korbą. Czasami w siłowniach, gdzie awaryjna sprężarka jest z napędem ręcznym, stosuje się dodatkowy mały zbiornik sprężonego powietrza (awaryjny), którego objętość powinna zapewnić trzykrotne uruchomienie spalinowego silnika pomocniczego najmniejszej sprężarki powietrza rozruchowego (przeważnie awaryjnej), lub jednego z niezależnych zespołów prądotwórczych siłowni. Zależnie od ciśnienia sprężonego powietrza w zbiornikach, stosowane są sprężarki 2-stopniowe ( $p > 3$  MPa).

Uproszczony schemat jednego z możliwych rozwiązań konstrukcyjnych instalacji sprężonego powietrza siłowni typowego statku z napędem głównym silnikiem wolnoobrotowym lub średnioobrotowym przedstawia rysunek 5.1.



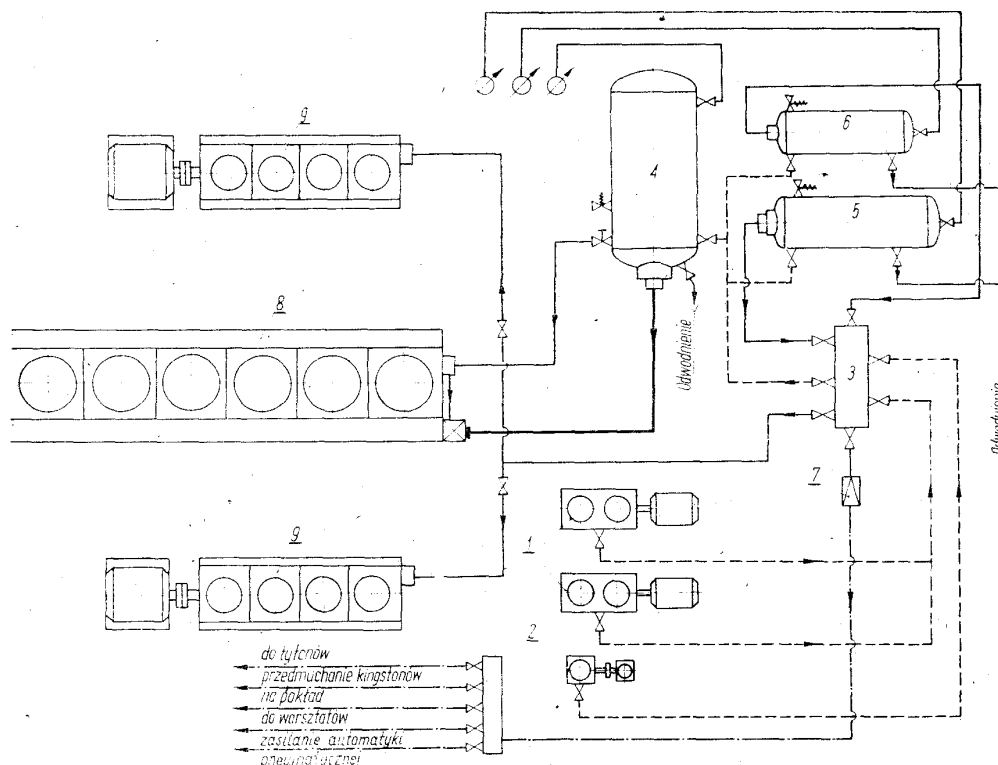
Rys. 5.1. Schemat instalacji sprężonego powietrza rozruchowego: 1 - silnik główny; 2 - silniki pomocnicze; 3 - sprężarki główne; 4 - sprężarka pomocnicza (uzupełniająca i awaryjna); 5 - sprężarka awaryjna ręczna; 6 - zbiornik główny powietrza rozruchowego; 7 - sprzęgło rozłączne; 8 - zbiornik pomocniczy powietrza rozruchowego; 9 - zawór sterowany elektromagnetycznie; 10 - sprężone powietrze o zredukowanym ciśnieniu na cele pomocnicze; 11 - sprężarka układu automatyki; 12 - zbiornik powietrza układu automatyki; 13 - do instalacji CO<sub>2</sub>; 14 - zbiornik rozruchowo-awaryjny; 15 - tyfon

Na tym rysunku pokazano wszystkie najważniejsze wymagania towarzystw klasyfikacyjnych. Są więc dwie sprężarki główne 3 i dwa zbiorniki główne powietrza rozruchowego 6. Jest sprężarka pomocnicza 4 oraz zbiornik pomocniczy 8. Jest wreszcie awaryjna sprężarka ręczna, którą w razie potrzeby można naładować zbiornik pomocniczy 8 w stopniu wystarczającym na trzy kolejne uruchomienia jednego z niezależnych zespołów prądowców. To w zasadzie wyczerpuje podstawowe wymagania przepisów towarzystw klasyfikacyjnych.

W celu przedstawienia innych możliwości awaryjnego uruchomienia siłowni, przy rozładowanych wszystkich zbiornikach powietrza rozruchowego, a także zabezpieczenia się przed zaistnieniem takiej sytuacji, dodatkowo przedstawiono również inne możliwe ewentualne rozwiązania. Między innymi przyjęto, że sprężarka pomocnicza 4 może być sprężarką awaryjną. Został przewidziany jej ewentualny napęd pomocniczym silnikiem spalinowym z rozruchem ręcznym, względnie rozrusznikiem elektrycznym zasilanym z awaryjnej tablicy rozdzielczej (z awaryjnego zespołu prądowczego). Został też dodatkowo zainstalowany nieduży zbiornik powietrza rozruchowego o pojemności ok. 0,5 zbiornika pomocniczego 8, co pozwoli na szybsze jego naładowanie, by rozpocząć rozruch siłowni. Dodatkowo zbiornik pomocniczy 8 spełnia rolę uzupełniającego, dzięki zastosowaniu na nim dwustanowego czujnika ciśnienia (presostatu), uruchamiającego samoczynnie przy określonym spadku ciśnienia sprężarkę doładowującą 4. Przy takim rozwiązaniu nie powinna zaistnieć sytuacja, że zbiornik 8 zostanie rozładowany.

Na rysunku tym przedstawiono również ewentualną instalację niskociśnieniową sprężonego powietrza (sprężarka 11 i zbiornik 12) o ciśnieniu  $0,8 \div 1,0$  MPa, która przeznaczona jest dla celów automatycznego sterowania siłownią. W tej sytuacji także nie powinna zaistnieć sytuacja rozładowania zbiornika 12, który jest wyposażony w presostat samoczynnie sterujący jego doładowywaniem.

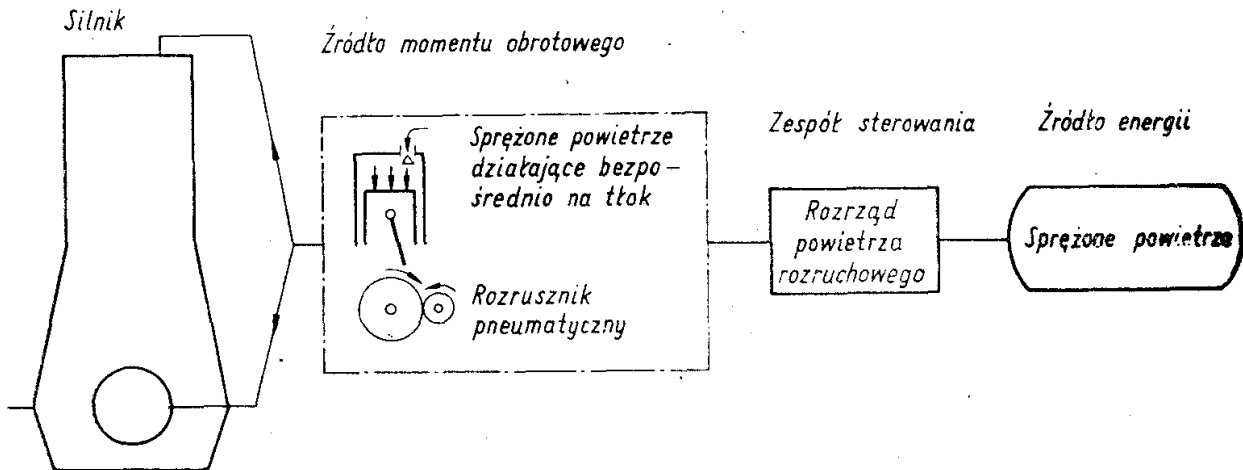
W razie potrzeby powietrze z tej instalacji także może posłużyć do awaryjnego rozruchu siłowni. Na rysunku, ze względu na brak miejsca, nie uwidoczniono na zbiornikach 8, 14 i 12 manometrów oraz zaworów odwadniających w najniższych miejscach na rurociągach.



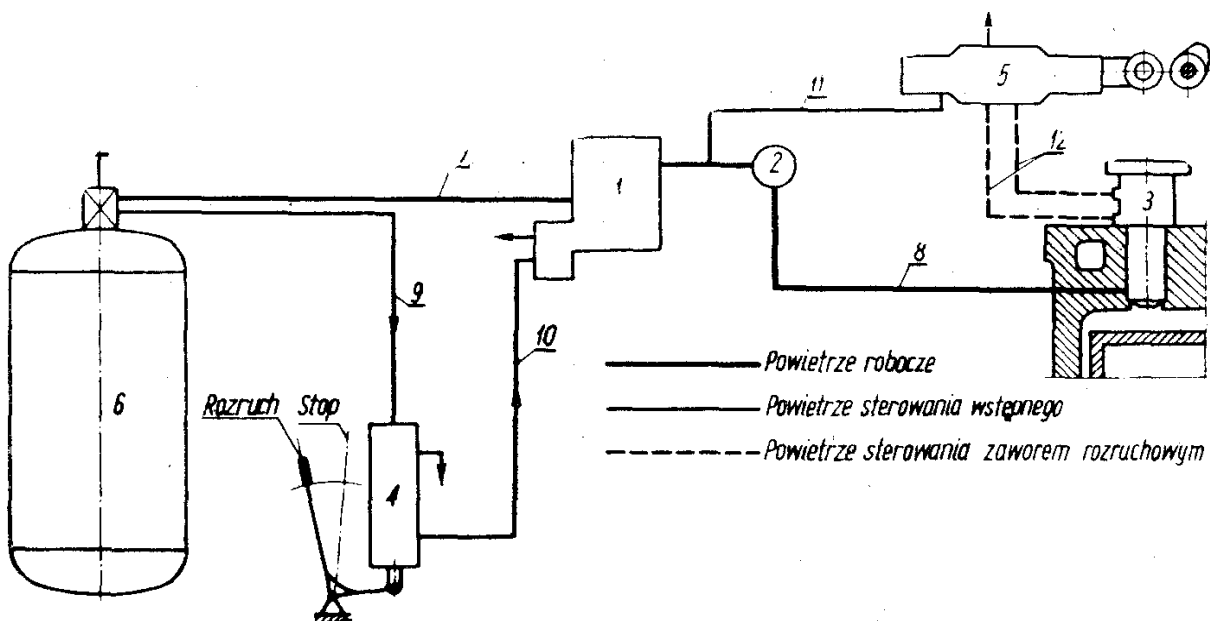
Rys. 5.2. Uproszczony schemat instalacji sprężonego powietrza spalinowej siłowni okrętowej: 1 - sprężarka powietrza; 2 - sprężarka powietrza silników zespołów prądowców; 3 - rozdzielca skrzynia zaworowa; 4 - zbiornik powietrza rozruchowego silnika głównego; 5 - zbiornik powietrza rozruchowego silników zespołów prądowców; 6 - zbiornik powietrza gospodarczego; 7 - zawór redukcyjny; 8 - silnik główny; 9 - silnik zespołu prądowczego

## 5.1. UKŁADY ROZRUCHOWE

Układy rozruchowe silników składają się ze źródła energii (akumulatora energii) oraz zespołu sterującego powietrzem rozruchowym. Schemat ideowy takiego układu w zastosowaniu do silników okrętowych ilustruje rysunek 5.3.



Rys. 5.3. Schemat ideowy układu rozruchowego silników okrętowych



Rys. 5.4. Schemat podstawowego układu rozruchowego silnika głównego: 1 - samoczynny zawór manewrowy; 2 - kolektor powietrza rozruchowego; 3 - zawór rozruchowy; 4 - zawór wstępnego sterowania; 5 - rozdzielacz powietrza; 6 - zbiornik powietrza rozruchowego; 7 - przewody powietrza roboczego; 9, 10 - przewody powietrza sterowania wstępnego; 11, 12 - przewody powietrza sterowania wtórnego

Wymienione urządzenia tworzą następujące zespoły funkcjonalne:

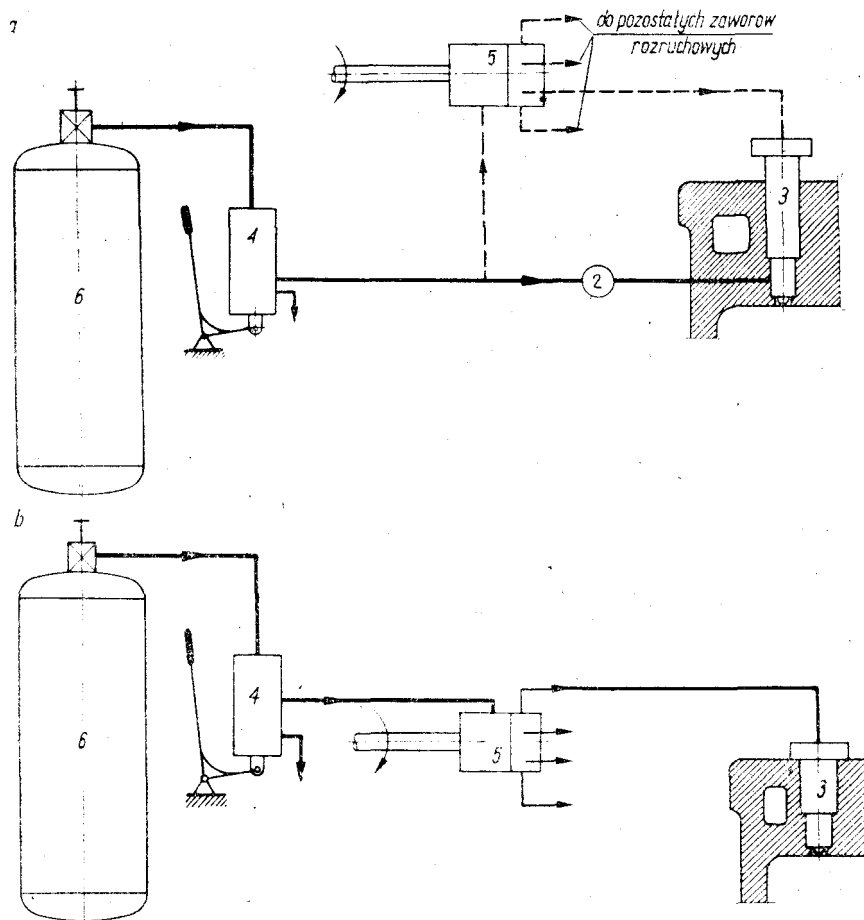
- instalację roboczego powietrza rozruchowego,
- instalację powietrza sterowania wstępnego,
- instalację powietrza sterowania zaworem rozruchowym.

## INSTALACJA ROBOCZEGO POWIETRZA ROZRUCHOWEGO

Instalację roboczego powietrza rozruchowego oznaczono na rysunku grubą linią. Instalacja ta obejmuje: zbiornik sprężonego powietrza 6, samoczynny zawór manewrowy 1, kolektor 2, zawór rozruchowy 3 oraz przewód 7 doprowadzający powietrze ze zbiornika sprężonego powietrza 6 do samoczynnego zaworu manewrowego i dalej do kolektora 2, przewody 8 doprowadzające powietrze rozruchowe z kolektora 2 do zaworów rozruchowych 3.

## INSTALACJA POWIETRZA STEROWANIA WSTĘPNEGO

Instalację powietrza sterowania wstępnego oznaczono na rysunku linią cienką. Instalacja ta składa się z: zaworu wstępnego sterowania 4, zespołu sterowania samoczynnego zaworu manewrowego, rozdzielacza powietrza 5 oraz przewodów 9, 10, 11. Powietrze tego układu otwiera samoczynny zawór manewrowy w czasie, gdy zawór wstępnego sterowania znajduje się w pozycji „rozruch”. Z tej przyczyny dółot powietrza rozruchowego 6 do zaworów rozruchowych 3 jest możliwy wyłącznie w okresie rozruchu silnika.



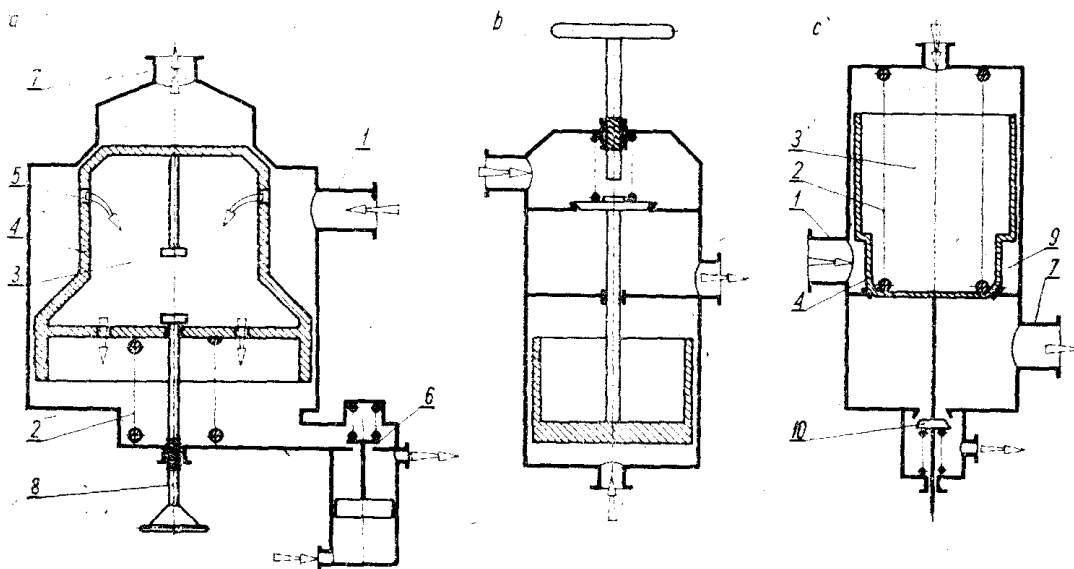
Rys. 5.5. Uproszczone układy powietrza rozruchowego: a - układ powietrza rozruchowego bez samoczynnego zaworu manewrowego; b - układ powietrza rozruchowego z bezpośrednio sterowanym zaworem rozruchowym

## URZĄDZENIA I MECHANIZMY PODSTAWOWEGO UKŁADU ROZRUCHOWEGO

### I. Samoczynne zawory manewrowe

Zadanie samoczynnego zaworu manewrowego polega na otwarciu dolotu powietrza rozruchowego ze zbiornika sprężonego powietrza do silnika wyłącznie w okresie rozruchu i odpowietrzeniu kolektora powietrza rozruchowego po rozruchu silnika. Samoczynny zawór manewrowy jest, zatem otwarty tylko przez okres ustawienia członu sterującego rozruchem w pozycji „rozruch”. Zwiększa to bezpieczeństwo ruchu silnika i zmniejsza ilość zużywanego powietrza. W okresie manewrów, kiedy z konieczności zawór główny na zbiorniku powietrza rozruchowego musi być otwarty, samoczynny zawór manewrowy zapobiega dolutowi do cylindra nie kontrolowanych ilości sprężonego powietrza w razie nieszczelności lub uszkodzenia zaworu rozruchowego.

Na rysunku 5.6. pokazano schematy powszechnie stosowanych zaworów manewrowych.



Rys. 5.6. Schematy samoczynnych zaworów manewrowych: a - Silników Sulzer; b - Silników Fiat; c - Silników MAN.

## ZAWORY ROZRUCHOWE

Zawory rozruchowe współczesnych silników okrętowych są sterowane pneumatycznie. Zależnie od sposobu ich sterowania zawory te można podzielić na:

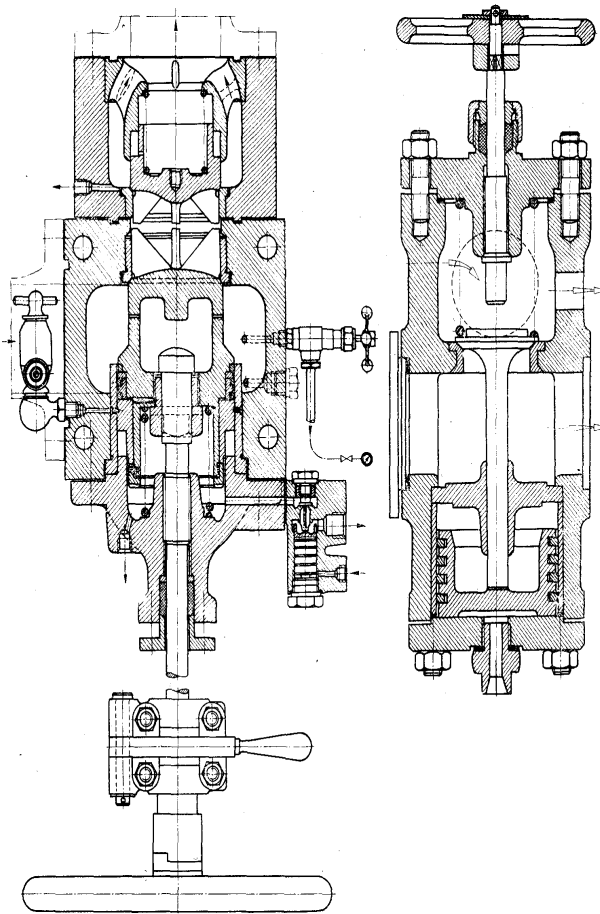
- sterowane powietrzem z oddzielnego obiegu sterującego,
- sterowane bezpośrednio powietrzem roboczym.

Zawory rozruchowe pierwszej grupy stosuje się powszechnie w układach rozruchowych silników głównych i silników zespołów prądotwórczych. W zawory sterowane bezpośrednio wyposażone są niekiedy układy rozruchowe silników zespołów prądotwórczych i silników napędu głównego małych mocy. Zawory sterowane z oddzielnego obiegu sterującego wykonuje się w dwóch odmianach:

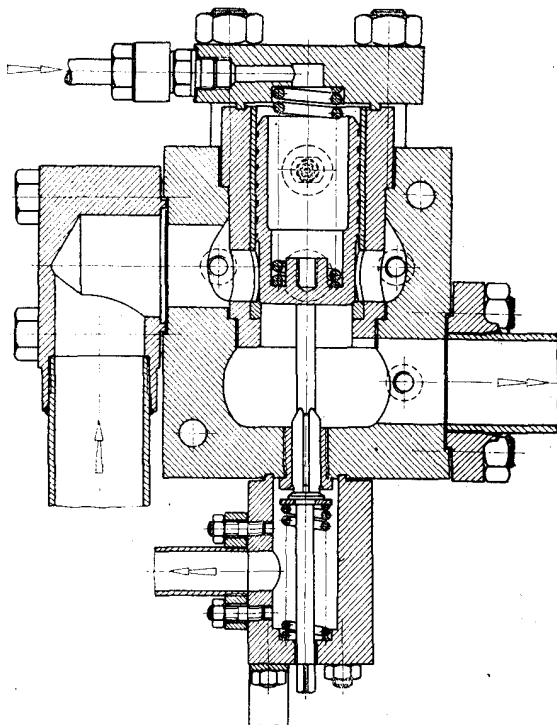
- jednostronnie pneumatycznie sterowane, czyli otwierane powietrzem sterującym, a zamykane sprężyną po odpowietrzeniu przestrzeni sterującej,
- dwustronnie pneumatycznie sterowane, czyli otwierane i zamykane powietrzem sterującym. Sprężyna, jeśli jest, spełnia rolę pomocniczą.

Zawór ten otwiera siła ciśnienia powietrza sterującego wywieranego na tłok sterujący 8. Powietrze rozruchowe, doprowadzane króćcem 10, dostaje się do cylindra w czasie, gdy na tłok

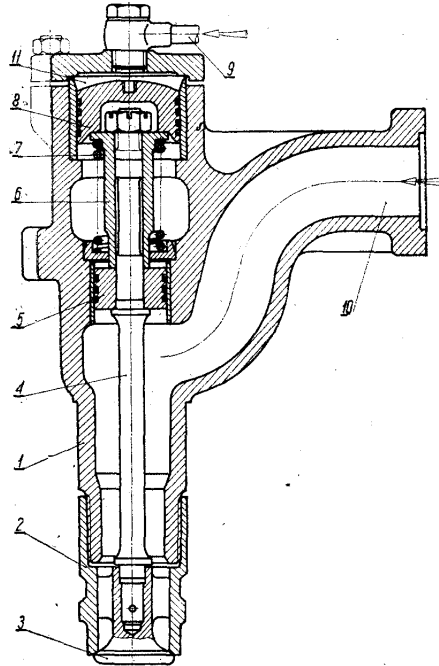
sterujący 8 działa powietrze sterujące. Po odpowietrzeniu przestrzeni 11 sprężyna 7 zamyka zawór. Dolotem i wylotem powietrza sterującego steruje rozdzielacz powietrza rozruchowego.



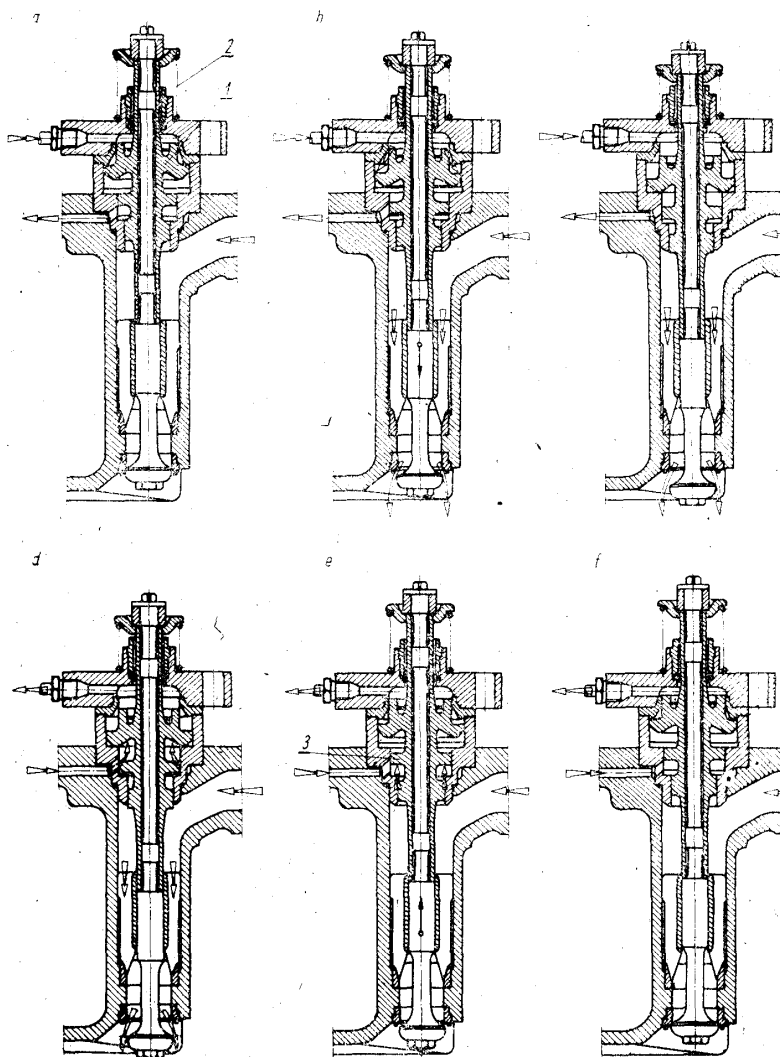
Rys. 5.7. Samoczynny zawór manewrowy silnika okrętowego firmy Fiat



Rys. 5.8. Samoczynny zawór manewrowy silnika okrętowego firmy MAN



Rys. 5.9. Zawór rozruchowy jednostronnie sterowany silnika okrętowego firmy Fiat: 1 - korpus zaworu; 2 - gniazdo; 3 - grzybek; 4 - trzon; 5 - tłok uszczelniający; 6 - tuleja oporowa; 7 - sprężyna; 8 - tłok sterujący; 9 - dolot powietrza sterującego; 10 - dolot powietrza rozruchowego



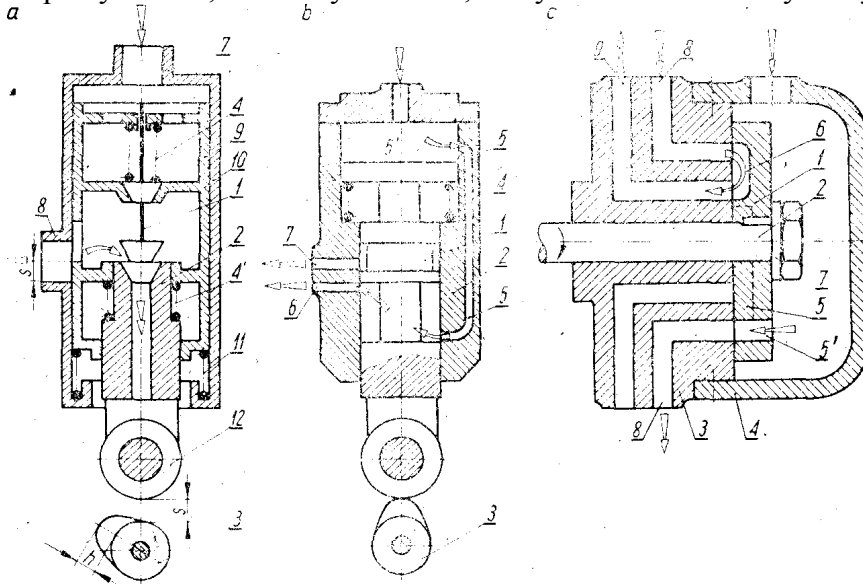
Rys. 5.10 Zasada działania zaworu rozruchowego dwustronnie pneumatycznie sterowanego: 1 - dwustopniowy górny tłok sterujący; 2 - sprężyna; 3 - dolny tłok sterujący

## ROZDZIELACZE POWIETRZA

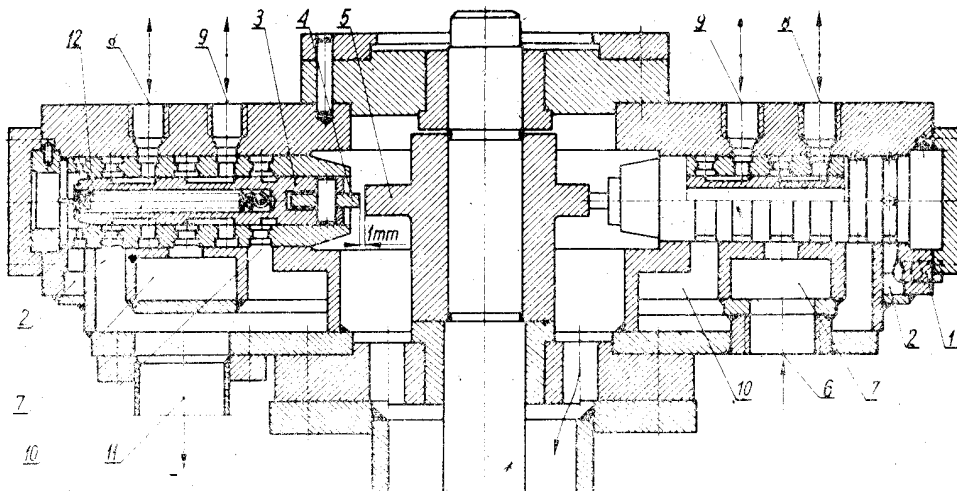
Zadaniem rozdzielaczy powietrza jest sterowanie otwarciem i zamknięciem zaworów rozruchowych w funkcji kąta położenia wału korbowego. Zależnie od zadania spełnianego przez sprężone powietrze kąty rozrządu zaworu rozruchowego  $\alpha_{pr}$  - otwarcia i  $\alpha_{kr}$  - zamknięcia wynoszą:

- podczas rozruchu:  $\alpha_{pr} = 5^\circ \div 0^\circ$  przed GMP oraz  $\alpha_{kr} = 75^\circ - 100^\circ$  po GMP
- podczas hamowania:  $\alpha_{pr} = 100^\circ \div 75^\circ$  przed GMP oraz  $\alpha_{kr} = 0^\circ$  przed GMP

Ze względu na to, że rozdzielacze spełniają swoje zadanie wyłącznie w okresie rozruchu, stosuje się takie ich rozwiązania konstrukcyjne, które umożliwia samoczynne załączenie się członu sterującego rozdzielacza jedynie na okres rozruchu. Czas rozruchu jest bardzo mały w porównaniu z okresem pracy silnika, celowe, zatem jest wyłączenie elementów sterujących rozdzielacza podczas pracy silnika, to znaczy w czasie, kiedy rozdzielacz nie wykonuje żadnej funkcji.

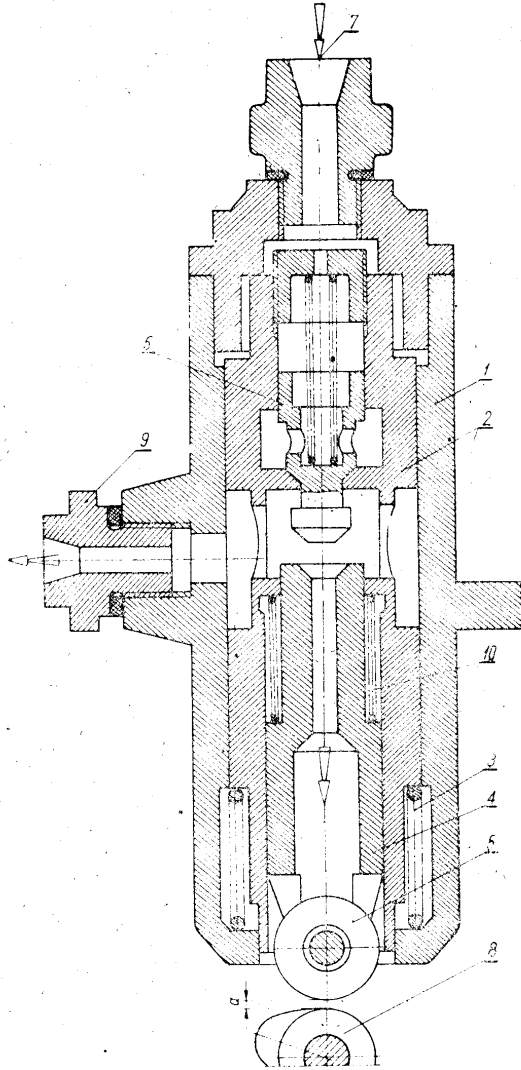


Rys. 5.11 Schematy zasadniczych typów rozdzielaczy powietrza: a - rozdzielacz zaworowy; b - rozdzielacz suwakowy; c - rozdzielacz tarczowy.

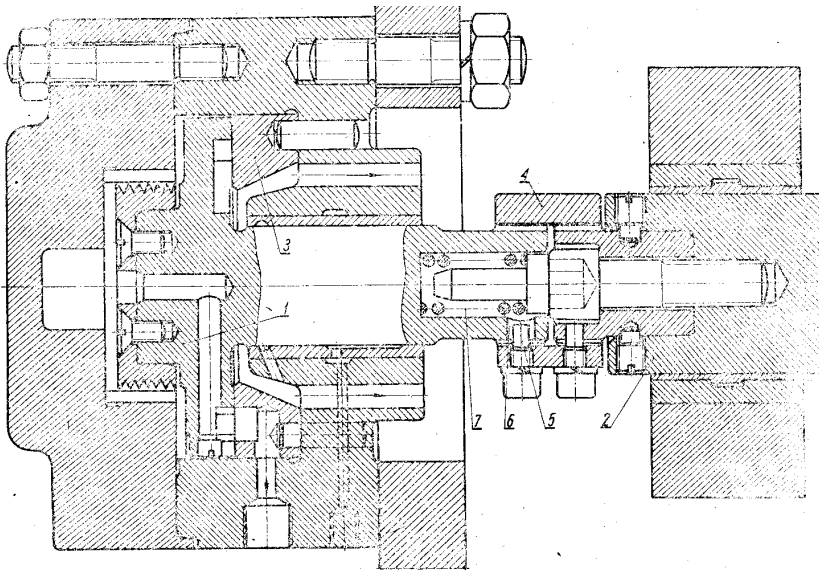


Rys. 5.12. Suwakowy rozdzielacz powietrza rozruchowego silnika Sulzer RD

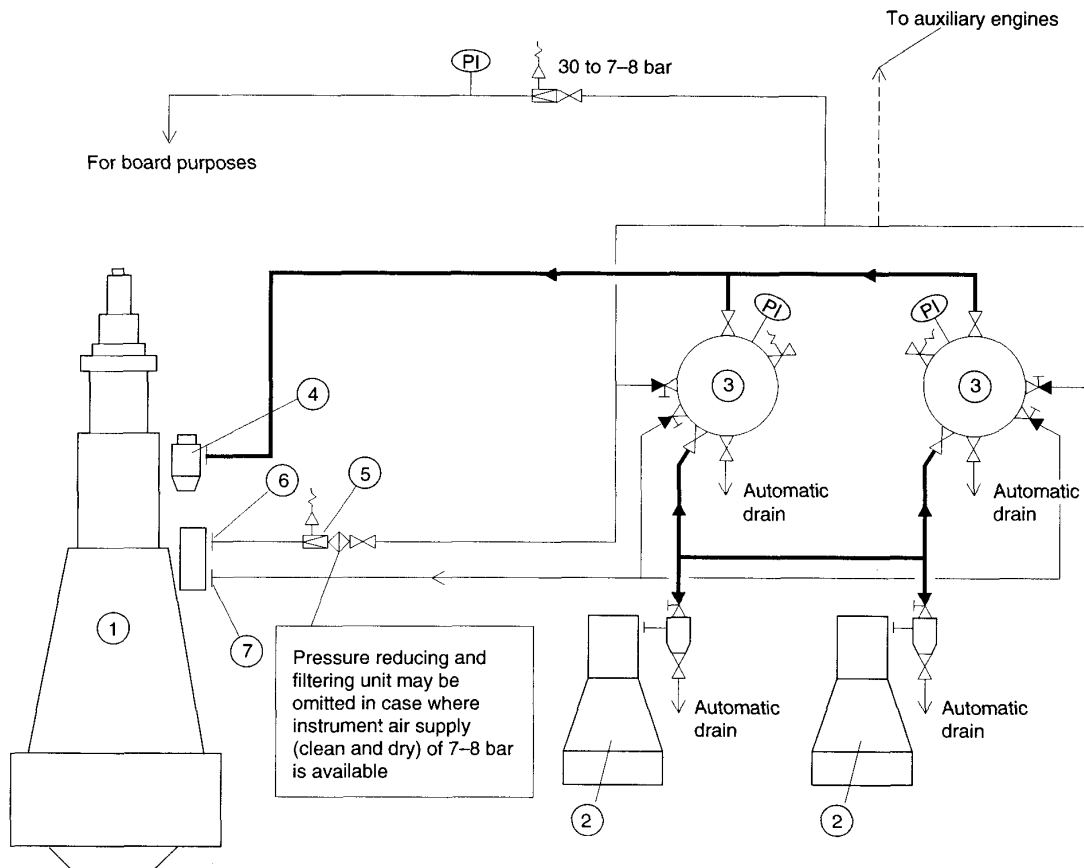




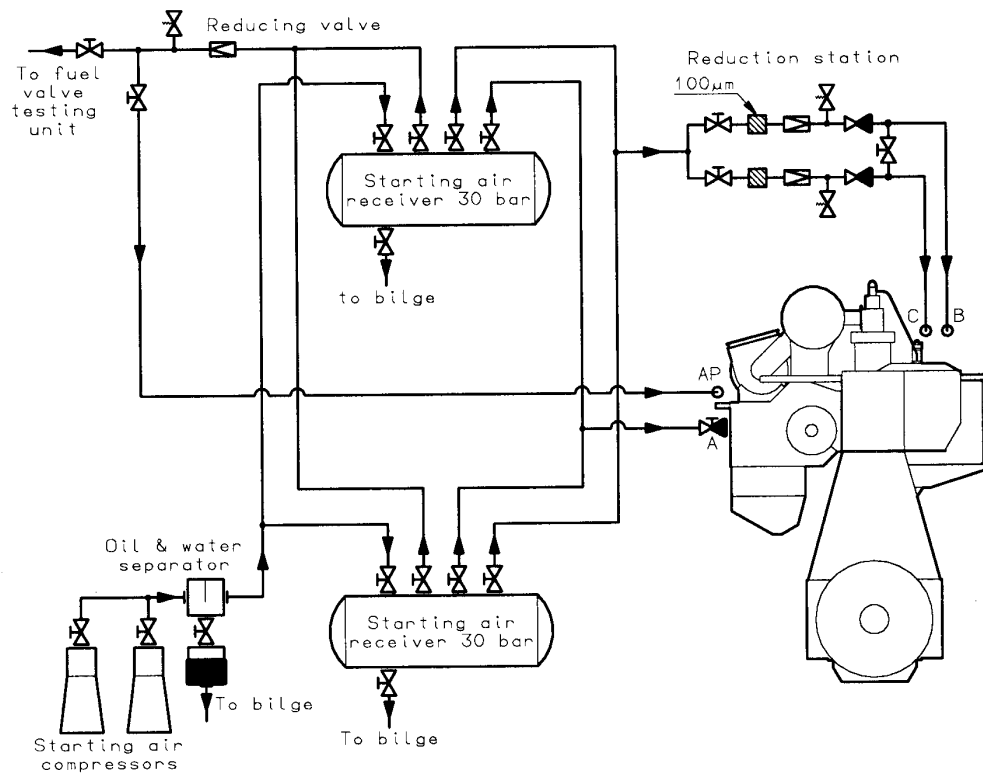
Rys. 5.13. Zaworowy rozdzielacz powietrza rozruchowego silnika FIAT



Rys. 5.14. Tarczowy rozdzielacz powietrza rozruchowego silnika Sulzer BAH



Rys. 5.15. Przykład instalacji powietrza rozruchowego silników Sulzer RTA



Rys. 5.16. Przykład instalacji powietrza rozruchowego silników B&W MAN

Table 5.1. Outlines the basic requirements for an air system

Starting air		Air receivers		Air compressors	
Number of starts requested by the classification societies for reversible engines		12		12	
Pressure range		Max. air pressure		Free delivery at	
		25 [bar]	30 [bar]	25 [bar]	30 [bar]
	Number of cylinders	Number • volume [m <sup>3</sup> ]		Number • capacity [m <sup>3</sup> /h]	
	4	2·3.8	2·3.3	2·95	2·100
	5	2·4.3	2·3.8	2·110	2·110
	6	2·5.0	2·4.4	2·125	2·130
	7	2·5.7	2·5.0	2·140	2·150
	8	2·6.5	2·5.7	2·160	2·170

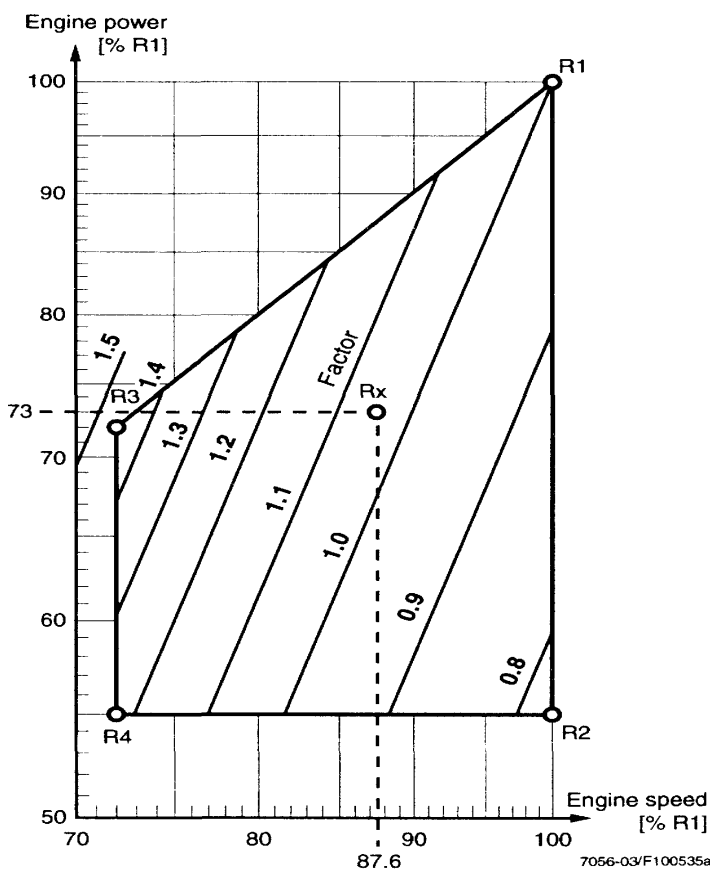


Fig. 5.17. Enables optimization of compressors and air receivers for the contract maximum continuous rating (CMCR). The figure on the right shows the factor for compressor/air receiver capacities e.g., for a seven cylinder engine with CMCR of 73 per cent power at 87.6 per cent speed the Rx point has a factor of 1.05. Referring to table the requirement is: a - for 25 bar design:  $2 \cdot 5.7 \cdot 1.05 \text{ m}^3$  for air receivers and  $2 \cdot 140 \cdot 1.05 \text{ m}^3/\text{h}$  for air compressors; b - For 30 bar design:  $2 \cdot 5.0 \cdot 1.05 \text{ m}^3$  for air receivers and  $2 \cdot 150 \cdot 1.05 \text{ m}^3/\text{h}$  for air compressors

## 5.2. GENERAL REQUIREMENTS OF CLASSIFICATION SOCIETIES

The equipment provided for starting the engines must enable the engines to be started from the operating condition "zero" with shipboard facilities, i.e. without outside assistance.

Two or more starting air compressors must be provided. At least one of the air compressors must be driven independently of the main engine and must supply at least 50 % of the required total capacity. The total rating of the starting air compressors must be selected so that the required starting air receivers can be filled up from atmospheric pressure within 1 hour.

$$P[m^3 / h] = \frac{30 \cdot V}{1000}$$

P - total capacity of the compressors (m<sup>3</sup>/h); V - total volume of the starting air receivers (m<sup>3</sup>) at a service pressure of 30 bar

As a rule compressors of identical ratings should be provided. An emergency compressor, if provided, is to be disregarded.

### STARTING AIR RECEIVER

The starting air supply is to be divided over at least two starting air receivers of about the same size which can be used independently of each other.

For each non-reversible main engine driving a CP-propeller, or where starting without counter torque is possible, the stored starting air must be sufficient for at least 6 starting manoeuvres. Recharging the starting air receivers during the maneuvers is not permissible. The total air storage capacity for each reversible main engine must be sufficient for 12 successive starting manoeuvres with a cold engine. The starting maneuvers are to be alternated in the 'ahead' and 'astern' direction. The air receivers must not be recharged during the reversing maneuvers.

$$V[dm^3] = \frac{z \cdot VM}{30 \cdot p}$$

V - theoretical total volume of the starting air receivers (dm<sup>3</sup>) at a service pressure of 30 bar  
z - number of maneuvers required; VM - air consumption per maneuver (dm<sup>3</sup>); p - Minimum starting air pressure (bar)

Table 5.2. consumption of starting air

Number of cylinder		6	7	8	9
Swept volume of engine	dm <sup>3</sup>	1015	1184	1353	1522
Air consumption per start	dm <sup>3</sup>	3350	3730	4060	4420

## EXAMPLE OF DIFFERENT PROPULSIONS

### I. Single marine main engine

Engine equipped with starting air receivers: service pressure max. 30 bar min. starting air pressure 10 bar. Single-Shaft Vessel, 1 Engine:

- quantity and capacity (litre) of starting air receivers
- total delivery capacity (m<sup>3</sup>/h) of air compressors sufficient to meet the requirements of the classification societies.

Table 5.3. consumption of starting air for single marine main engine

No. of cylinder	Single - shaft vessel; 1 engine							
	German Lloyd non reversible				Classification society * ABS, BV, LRS, RINa and others non reversible '			
			with jet assist				with jet assist	
	litre	m <sup>3</sup> /h	litre	m <sup>3</sup> /h	litre	m <sup>3</sup> /h	litre	m <sup>3</sup> /h
6	2x1000	60	2x1250	75	2x1000	60	2x1250	75
7	2x1000	60	2x1250	75	2x1000	60	2x1250	75
8	2x1250	75	2x1500	90	2x1250	75	2x1500	90
9	2x1250	75	2x1500	90	2x1250	75	2x1500	90

### II. Two engines via clutches and gearbox on 1 shaft

Enlargement factor for GL = 1.5 . Enlargement factor for others = 2.0 . Twin-Shaft Vessel, 1 Engine/Shaft:

- quantity and capacity (litre) of starting air receivers and
- total delivery capacity (m<sup>3</sup>/h) of air compressors sufficient to meet the requirements of the classification societies.

Table 5.4. consumption of starting air for two engines via clutches and gearbox on 1 shaft

No. of cyl.	Twin - shaft vessel; 1 engine shaft							
	German Lloyd non reversible				Classification society* ABS, BV, LRS, RINa and others non reversible			
			with jet assist				with jet assist	
	litre	m <sup>3</sup> /h	litre	m <sup>3</sup> /h	litre	m <sup>3</sup> /h	litre	m <sup>3</sup> /h
6	2x1250	75	2x1500	90	2x1500	90	2x1750	105
7	2x1250	75	2x1750	105	2x750	105	2x2000	120
8	2x1500	90	2x1750	105	2x750	105	2x2000	120
9	2x1500	90	2x2000	120	2x2000	120	2x2250	135

III. Twin propeller ship, each shaft driven by two engines via clutches and gearbox.

Enlargement factor for GL = 1.33 . Enlargement factor for others = 2.0

\* Note:

For multi-engine installations the number of starts required for each engine may be reduced upon the agreement with the classification society.

Table 5.5. number of starting manoeuvres with different receivers.

No. of cylinders	6	7	8	9
Starting air receiver	No. of start manoeuvres achievable (mean values)			
710 litre	4	3	3	3
1000 litre	6	5	4	4
1500 litre	10	8	7	6
2000 litre	13	10	9	9
2500 litre	16	13	12	11
3000 litre	20	16	14	13

The number of starting maneuvers achievable with an air receiver of a given size largely depends on the moment of inertia (J) of the masses to be moved and on the starting torque, furthermore on the temperature of the engine and on how the plant is kept up and, last but not least, on the operator's skill in maneuvering; in automatically remote-controlled plants it also depends on the type of the automatic system and on its adjustment.

The above figures are mean values taken from starting test data sheets. With regard to the above, these figures are to be considered guide values only.

Stationary plants

Starting air receivers:

service pressure max. 30 bar min. starting air pressure 15 bar

Number of cylinder	6	7	8	9
Single engine plant	Generator typ design sufficient for approx. 4 - 5 starts depending on gen.type			
starting air receiver(litre)	2000	2500	2500	3000
Multi engine plant	Design sufficient for approx. 4 - 5 starts with at least 2 air receivers			
starting air receiver/engine (litre)	1000	1250	1250	1500

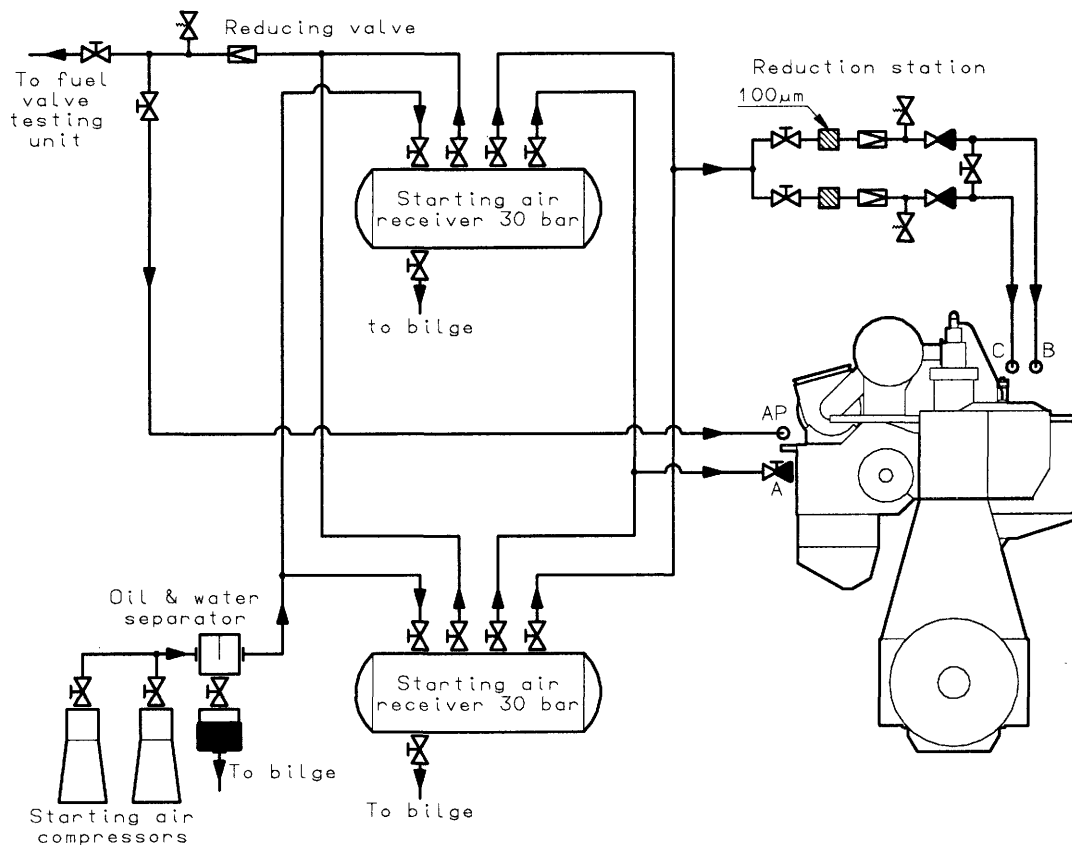


Fig. 5 18. Reduction of air receiver and compressor capacities

The starting air of 30 bar is supplied by the starting air compressors in Fig. to the starting air receivers and from these to the main engine inlet "A". Through a reduction station, compressed air at 7 bar is supplied to the engine as:

- Control air for maneuvering system, and for exhaust valve air springs, through "B"
- Safety air for emergency stop through "C"
- Through a reducing valve to "AP" for turbo-charger cleaning (soft blast), and a minor volume used for the fuel valve testing unit

The air consumption for control air, safety air, turbocharger cleaning, sealing air for exhaust valve and for fuel valve testing unit is covered by the capacities stated for the air receivers and compressors in the "List of Capacities".

The stated capacities cover the main engine requirement. An arrangement common for main engine and MAN B&W Holeby auxiliary engines is available on request.

## 6. INSTALACJE PAROWE

Na statkach napędzanych silnikami spalinowymi obecność instalacji parowych wynika głównie z korzystnych właściwości pary wodnej jako czynnika grzewczego. Para na tych statkach jest stosowana do ogrzewania najróżniejszych czynników znajdujących się w instalacjach okrętowych, a przede wszystkim w instalacjach siłowni.

W instalacjach chłodzenia wodą słodką dużych wolnoobrotowych silników spalinowych, które wymagają podgrzewania przed ich uruchamianiem ze stanu zimnego, para służy do podgrzewania wody chłodzącej, cyrkulowanej przez silnik oraz tłoki. W ten sposób zarówno silnik jak i woda chłodząca zostają doprowadzone do takiej temperatury, przy której można uruchomić silnik bez obawy o jego trwałość. Podobne jest zadanie podgrzewania wody chłodzącej wtryskiwacze, realizowane za pomocą węzownicy grzewczej umieszczonej w zbiorniku wyrównawczo-obiegowym. Podgrzewanie wody chłodzącej tuleje cylindrowe i głowice jest wyłączane przed rozruchem silnika, natomiast podgrzewacz wody chłodzącej wtryskiwacze w niektórych silnikach, np. Sulzer RND, może być czynny przez cały czas pracy silnika ze względu na konieczność dość ścisłego utrzymywania temperatury tej wody na poziomie określonym przez producenta silnika. Utrzymywanie stałej temperatury wody chłodzącej wtryskiwacze zapewnia zawór termostatyczny regulujący dopływ pary do węzownicy grzewczej.

W instalacjach oleju smarowego para służy do podgrzewania oleju smarowego oraz wody słodkiej przed ich doprowadzeniem do wirówek, a ponadto do ogrzewania zawartości wszelkich zbiorników wchodzących w skład tej instalacji. Są to zbiorniki oleju cylindrowego (zapasowe i rozchodowe), oleju obiegowego (zapasowe, obiegowe, oleju zużytego itp.), zbiorniki przecieków i przelewów olejowych oraz zbiorniki odpadów z wirówek. Podgrzewanie olejów ma na celu zmniejszenie ich lepkości bądź dla umożliwienia względnie ułatwienia ich przepompowywania, bądź też polepszania efektów ich oczyszczania.

W instalacjach paliwowych siłowni spalających oleje ciężkie, paliwo przed jego doprowadzeniem do silnika jest podgrzewane parą w zbiornikach zapasowych (dennych i wysokich), w zbiornikach osadowo-rozchodowych i powrotnych. Właściwą lepkość, wymaganą dla uzyskania prawidłowego rozpylenia, paliwo uzyskuje w podgrzewaczu, do którego dopływ pary jest regulowany wiskozymetrem. Parą ogrzewane są również rurociągi, którymi jest transportowane paliwo. W instalacji oczyszczającej paliwo, podobnie jak w instalacji oleju smarowego, para służy do podgrzewania paliwa i wody przed wirówkami oraz odpadów z wirówek. Para służy również do podgrzewania oleju opałowego w zbiornikach zapasowych oraz w podgrzewaczu przed kotłem i zawartości zbiorników gromadzących ścieki i przelewy paliwa.

W instalacji zęzowo-balastowej parę doprowadza się do odolejacza wody zęzowej celem podgrzewania wydzielonego z wody oleju oraz do zbiorników celem uniemożliwienia zamarznięcia w nich wody balastowej.

Para jest również stosowana w instalacjach ogólnie okrętowych do podgrzewania wody w instalacjach hydroforowych, podgrzewania powietrza w centralnym zestawie klimatyzacyjnym, a przy braku klimatyzacji - do parowego ogrzewania pomieszczeń.

Na uprzemysłowionych statkach rybackich para jest stosowana dodatkowo do celów technologicznych (wytwórnia mączki rybnej, tranownia itp.) oraz może służyć jako czynnik grzewczy dla wyparowników w tych przypadkach, gdy nie wystarcza ich ogrzewanie wodą chłodzącą silnik lub w czasie postoju silnika głównego.

Para jest niezbędna jako czynnik grzewczy na zbiornikowcach przewożących ropę naftową względnie jej produkty. W tym ostatnim przypadku wymagane są znaczne ilości pary służącej dodatkowo do podgrzewania wody morskiej w instalacji służącej do mycia zbiorników ładunkowych. Parą mogą być ogrzewane również korpusy pomp, filtry itp.

Oprócz celów grzewczych para na statkach napędzanych silnikami spalinowymi może być stosowana jako czynnik roboczy do napędu niektórych maszyn i urządzeń pomocniczych siłowni



(zwłaszcza urządzeń obsługujących instalację parową, takich jak np. pompy zasilające, instalacja eżektorowa skraplacza), pomp ładunkowych i niektórych pokładowych maszyn pomocniczych na zbiornikowcach. Rozwiązanie takie, aczkolwiek niekorzystne pod względem energetycznym (napęd parowy maszyn o niewielkiej mocy jest niskosprawny), jest celowe z punktu widzenia bezpieczeństwa przeciwpożarowego.

W siłowniach spalinowych o większej mocy, w których poza potrzebami grzewczymi dysponuje się dodatkową ilością pary uzyskanej z utylizacji ciepła odpadkowego silnika głównego, coraz powszechniej stosuje się turboparowe zespoły prądotwórcze, co pozwala uzyskać znaczne oszczędności paliwa.

Para wodna na statkach napędzanych silnikami spalinowymi może być również wykorzystywana do gaszenia pożaru. Działanie pary jako środka gaśniczego polega na wypełnieniu chronionej przestrzeni parą, która podawana z odpowiednim natężeniem przepływu wytłacza powietrze i w ten sposób uniemożliwia podtrzymywanie procesu palenia się. W ten sposób mogą być chronione ładownie przeznaczone dla ładunków suchych, pomieszczenia z materiałami łatwopalnymi jak lampiarnie, farbiarnie, zbiorniki zawierające oleje mineralne, roślinne i zwierzęce, tłumiki silników spalinowych, kotły ogrzewane spalinami wylotowymi, rurociągi wylotowe spalin z kotłów itp. Rurociągi doprowadzające parę służącą do gaszenia pożaru w zbiornikach są równocześnie wykorzystywane do ich parowania, którego celem jest usunięcie ze zbiornika wszelkich palnych pozostałości oraz gazów, dla umożliwienia bezpiecznego wykonania prac remontowych (spawania).

## **6.1. WYMAGANIA I CHARAKTERYSTYKA GŁÓWNYCH ELEMENTÓW INSTALACJI PAROWEJ**

### **KOTŁY**

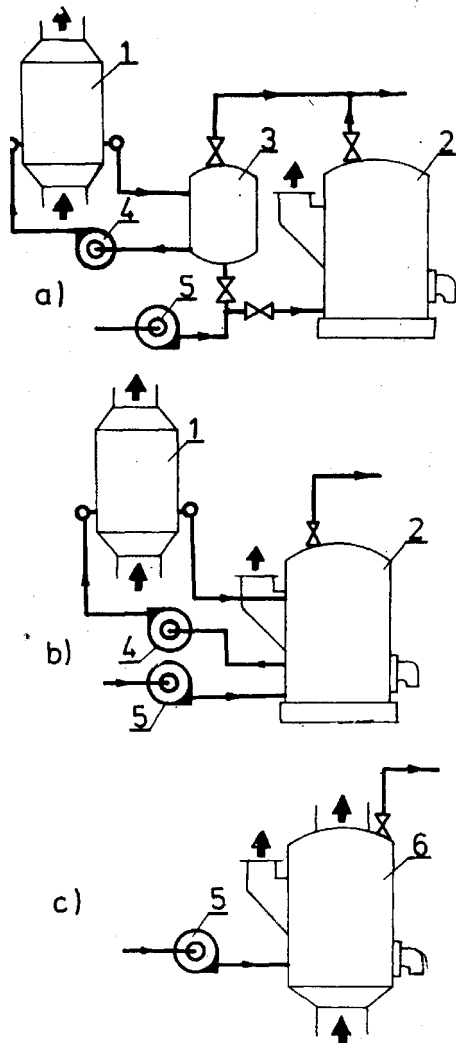
Na statkach napędzanych silnikami spalinowymi para wytwarzana jest przede wszystkim w kotłach ogrzewanych spalinami odlotowymi z silnika. Kotły takie zwane kotłami utylizacyjnymi są instalowane na przewodzie wydechowym spalin głównego silnika napędowego i w konwencjonalnych rozwiązaniach służą do wytwarzania pary nasyconej do celów grzewczych i technologicznych. Kotły te wykonywane są jako kotły z przymusowym obiegiem, a najczęściej, spotykanym typem jest kocioł typu La Monta. Całość powierzchni ogrzewalnej kotła, którą tworzą węzownice ustawione jedna nad drugą, jest podzielona na trzy sekcje, które mogą być włączane i wyłączane i tym samym umożliwiają regulację wydajności kotła stosownie do istniejącego na statku zapotrzebowania pary.

Ponieważ kocioł La Monta nie ma ani przestrzeni parowej, ani wodnej, musi on być połączony ze znajdującym się poza kotłem izolowanym zbiornikiem (walczakiem) lub też z kotłem opalonym paliwem płynnym, którego przestrzeń parowa i wodna są wspólne dla obu kotłów. To drugie rozwiązanie możliwe jest wówczas, gdy przestrzeń parowa kotła pomocniczego jest wystarczająca dla pracy równoległej obu kotłów z ich pełną wydajnością.

Typowe, spotykane w siłowniach spalinowych układy kotłów pomocniczych przedstawia rysunek. W czasie jazdy w morzu, przy pełnej mocy głównego silnika napędowego wydajność kotła utylizacyjnego zainstalowanego na pełnomorskich statkach towarowych zwykłego typu jest całkowicie wystarczająca do pokrycia zapotrzebowania na parę grzewczą. Przy zwiększonym zapotrzebowaniu pary, występującym np. w okresie zimowym, oba kotły utylizacyjny i opalany niezależnie, mogą pracować równolegle. W czasie postoju statku w porcie lub też przy częściowych obciążeniach silnika głównego pracuje tylko kocioł pomocniczy opalany olejem. Ze względu na stosunkowo niskie temperatury spalin wylotowych z silnika oraz dobrą kompensację wydłużeń cieplnych przez poszczególne węzownice, kocioł typu La Monta nie wymaga stosowania rurociągu omijającego dla spalin w stanach pracy, gdy jest on nieczynny. Konieczność wyłączania kotła z pracy przy częściowych obciążeniach silnika głównego wynika z możliwości zbytniego

ochłodzenia spalin wylotowych z silnika i tym samym przekroczenie punktu rosy spalin, co mogłoby spowodować korozję niskotemperaturową kotła i przewodów wydechowych znajdujących się za kotłem.

Cyrkulację wody w kotle La Monta wywołuje pompa obiegowa o wydajności  $8 \div 10$  razy większej od wydajności kotła. Oznacza to, że w kotle utylizacyjnym tego typu jest odparowywana tylko pewna część wody tłoczonej pompą obiegową, a do zbiornika pary i wody dopływa mieszanina parowo-wodna, która ulega tam separacji. Z tego też powodu zbiornik ten nazywany jest separatorem.



Rys. 6.1. Układy kotłów pomocniczych: 1 - kocioł utylizacyjny; 2 - kocioł opalany paliwem płynnym; 3 - zbiornik pary i wody; 4 - pompa obiegowa; 5 - pompa zasilająca; 6 - kocioł o opalaniu kombinowanym.

Para w siłowniach spalinowych może być również wytwarzana w kotłach przystosowanych zarówno do opalania olejem, jak i gazami odlotowymi z silnika. Powierzchnia ogrzewalna takich kotłów jest podzielona na dwie części: dolną opalaną palnikiem olejowym oraz górną ogrzewaną spalinami wylotowymi z silnika. Każdy ze sposobów opalania kotła może być stosowany niezależnie, lub też oba łącznie.

Na zbiornikowcach służących do przewozu ropy naftowej wymagane są znaczne ilości pary do ogrzewania ładunku. Do wytworzenia pary grzewczej oraz pary do napędu maszyn pomocniczych stosuje się na tych statkach kotły ogrzewane olejem opałowym, charakteryzujące się znacznymi wydajnościami.

## POMPY

Każdy kocioł pomocniczy o ważnym przeznaczeniu<sup>1</sup> lub grupa wspólnie pracujących kotłów powinny mieć, co najmniej dwie pompy zasilające z niezależnym napędem mechanicznym.

Kotły pomocnicze, które nie są kotłami o ważnym przeznaczeniu oraz kotły bezpaleniskowe (na gazy odlotowe), których konstrukcja pozwala na pozostawanie bez wody przy ogrzewaniu spalinami, mogą mieć jedną pompę zasilającą.

Kotłami pomocniczymi o ważnym przeznaczeniu są kotły zasilające parą mechanizmy pomocnicze i wyposażenie niezbędne do ruchu statku, jeżeli nie ma innych źródeł energii do utrzymywania w ruchu tych mechanizmów i wyposażenia w przypadku wyłączenia kotła.

Dla kotłów z ręczną regulacją zasilania wydajność każdej pompy powinna być nie mniejsza niż 1,5 nominalnej wydajności kotłów, a dla kotłów z automatyczną regulacją - nie mniejsza niż 1,15 nominalnej wydajności kotłów.

Jeżeli zainstalowano więcej niż dwie pompy zasilające, to po wyłączeniu z pracy jednej z nich łączna wydajność pozostałych pomp powinna być nie mniejsza od określonej wyżej wydajności pompy zasilającej.

Wydajność każdej pompy zasilającej kotła przepływowego powinna być nie mniejsza od nominalnej wydajności kotła.

Doprowadzenie pary do pomp zasilających z napędem parowym powinno być wykonane oddzielnym rurociągiem i powinno być możliwe z każdego kotła obsługiwanego przez te pompy.

Kotły pomocnicze o ważnym przeznaczeniu z przymusowym obiegiem wody należy wyposażać co najmniej w dwie pompy obiegowe, w tym jedną rezerwową. Wydajność tych pomp wynika z krotności cyrkulacji i wydajności kotła.

Jeżeli w siłowni zostaną zainstalowane kocioł utylizacyjny ze zbiornikiem pary i wody oraz kocioł pomocniczy o znacznej wydajności w stosunku do kotła utylizacyjnego, przy napędzie elektrycznym pomp zasilających może okazać się koniecznym zastosowanie osobnych pomp zasilających dla każdego z kotłów.

## UKŁAD RUROCIĄGÓW

Jeżeli dwa lub więcej kotłów połączono między sobą, to z każdego kotła, przed rurociągiem zbiorczym, należy zainstalować zawory zwrotne. Zaworów tych można nie instalować, jeżeli na kotłach przewidziane są zawory zaporowo-zwrotne.

Rurociągi parowe należy zaopatrzyć w kompensatory, które należy umieścić w taki sposób, aby wydłużenie cieplne rurociągów nie powodowało wzrostu naprężeń w połączonych z nimi mechanizmach i rurociągach.

Na rurociągach parowych doprowadzających, parę do mechanizmów i urządzeń skonstruowanych na ciśnienie niższe od kotłowego należy zainstalować zawory redukcyjne.

Na odgałęzieniach rurociągów parowych przeznaczonych do parowania i gaszenia zbiorników paliwa i ładunku ciekłego, należy zainstalować zawory zwrotne, a na magistrali tych rurociągów - zawór odcinający umieszczony w łatwo dostępnym miejscu poza obrębem zbiorników.

Rurociągi parowe w maszynowni i przedziale kotłowym należy prowadzić w miarę możliwości, w górnej części tych pomieszczeń, w miejscach dostępnych do oględzin i obsługi.

Pod podłogą maszynowni i kotłowni nie należy prowadzić rurociągów parowych, z wyjątkiem rurociągu ogrzewania parowego i rur do szumowania i odmulania kotłów. Rurociągów parowych nie należy prowadzić w pobliżu zbiorników paliwa.

Na rurociągach świeżej pary, w celu zabezpieczenia mechanizmów od uderzeń wody, należy przewidzieć urządzenia do odwadniania.

W przypadku stosowania otwartego układu odwodnień rurociągów parowych, rury odwadniające należy odprowadzać poniżej/poziomu płyt podłogi.

Instalację zasilającą każdego kotła głównego i kotła pomocniczego o ważnym przeznaczeniu należy tak wykonać, aby istniała możliwość zasilania wodą kotła lub grupy kotłów każdą pompą zasilającą przez dwa oddzielne i niezależne od siebie układy zasilania: główny i pomocniczy.

Dla kotłów pomocniczych, które nie są kotłami o ważnym przeznaczeniu, wystarczy jeden układ zasilania.

Należy zastosować wszystkie niezbędne rozwiązania konstrukcyjne zapobiegające przedostawaniu się oleju i produktów ropy naftowej do wody zasilającej kotły.

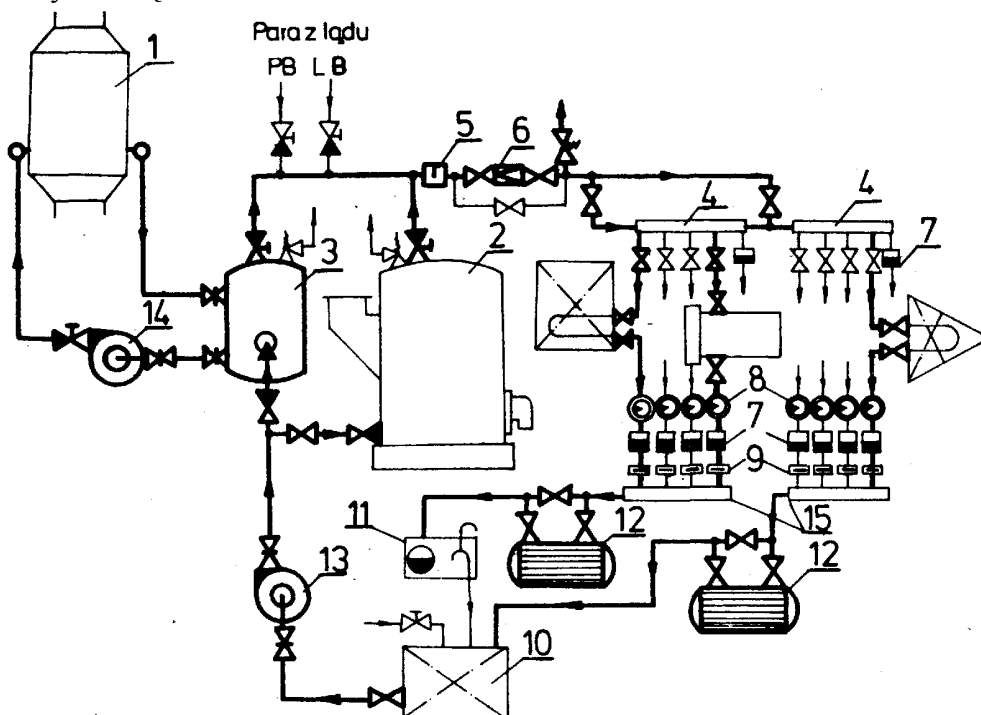
Zbiorniki wody kotłowej należy oddzielić od zbiorników paliwa płynnego, oleju smarowego i roślinnego przedziałami ochronnymi.

## INSTALACJE PAROWE GRZEWCZE

Do celów grzewczych stosowana jest para nasycona o ciśnieniach  $0,4 \div 1,2$  MPa. Odpowiadające tym ciśnieniom temperatury nasycenia wynoszą odpowiedni  $144 \div 188$  °C.

Stosowanie jako czynnika grzewczego pary nasyconej wynika ze znacznie korzystniejszych warunków wymiany ciepła (wyższych współczynników przejmowania ciepła) aniżeli w przypadku stosowania pary przegrzanej. Niższe ciśnienia pary rzędu  $0,4$  MPa wystarczają normalnie do ogrzewania wszelkich czynników znajdujących się w zbiornikach i podgrzewaczach siłowni.

Większe ciśnienia pary grzewczej stosuje się w instalacjach kotłów pomocniczych produkujących parę do ogrzewania ładunku na zbiornikowcach. Stosowanie wyższych ciśnień w tym ostatnim przypadku jest podyktowane większymi spadkami ciśnienia w instalacji ze względu na większe długości rurociągów, możliwością zmniejszenia średnic rurociągów doprowadzających parę, zmniejszeniem powierzchni wymiany ciepła (z uwagi na wyższe temperatury czynnik grzewczego) oraz dążeniem do zapewnienia przepływu czynnika grzewczego i skroplin bez dodatkowych urządzeń.

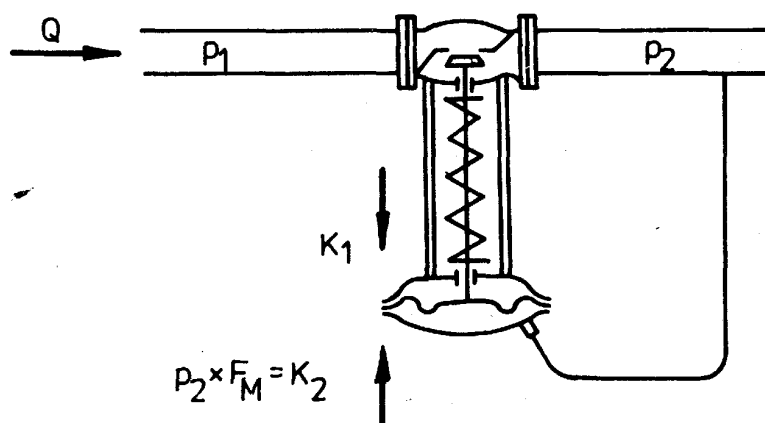


Rys. 6.2. Schemat ideowy instalacji parowej grzewczej: 1 - kocioł utylizacyjny; 2 - kocioł opalany paliwem płynnym; 3 - zbiornik pary i wody kotła utylizacyjnego; 4 - kolektory pary dolotowej; 5 - odwadniacz; 6 - zawór redukcyjny; 7 - zawory odwadniające; 8 - waposkopy; 9 - zawory zwrotne; 10 - zbiornik skroplin; 11 - zbiornik obserwacyjny skroplin; 12 - chłodnice skroplin; 13 - pompa zasilająca; 14 - pompa obiegowa kotła utylizacyjnego; 15 - kolektory skroplin.

Para nasycona, zwykle o ciśnieniu około 0,7 MPa może być wytwarzana w kotle utylizacyjnym 1, w kotle opalonym paliwem płynnym lub w obu kotłach łącznie. W zależności od sposobu pracy instalacji para jest pobierana ze zbiornika pary i wody 3 kotła utylizacyjnego, z przestrzeni parowej kotła 2 lub też równoległe z obu urządzeń 2 i 3. Wytworzona w kotle (kotłach) para jest doprowadzana do kilku kolektorów 4, grupujących odbiorniki wymagające takiego samego ciśnienia par i zapewniających możliwie najmniejszą długość rurociągów.

Na rurociągach pary świeżej instaluje się zawsze odwadniacze 5 celem zabezpieczenia rurociągów, maszyn i urządzeń przed możliwością ich uszkodzeń spowodowanych uderzeniami wodnymi. Dla ochrony instalacji przed zanieczyszczeniami instaluje się niekiedy na rurociągach dolotowych pary filtry-osadniki, których zadaniem jest zatrzymywanie drobnych, porywanych z parą zanieczyszczeń. Jeżeli wymaga się, aby ciśnienie pary doprowadzonej do poszczególnych urządzeń było niższe od ciśnienia kotłowego, instaluje się zawory redukcyjne 6.

Zadaniem zaworu redukcyjnego jest zmniejszenie ciśnienia w rurociągu i utrzymywanie jego wartości w przybliżeniu na stałym poziomie, bez względu na wahania natężenia przepływu lub ciśnienia dolotowego przepływającego czynnika. Zasadę działania zaworu redukcyjnego wyjaśnia rysunek 6.3.

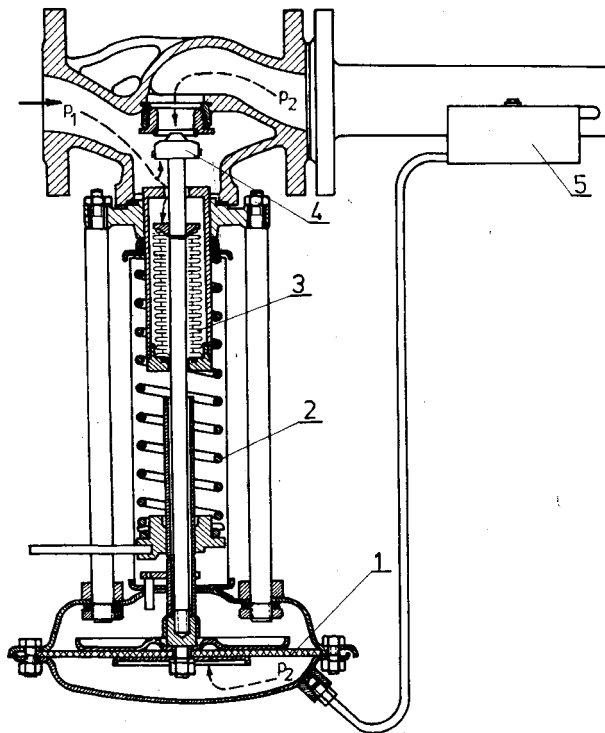


Rys. 6.3. Zasada działania zaworu redukcyjnego.

Ciśnienie  $p_2$ , do którego zostaje zdławione ciśnienie dolotowe  $p_1$  jest uzależnione od stopnia otwarcia zaworu czyli od położenia grzybka zaworu. Zakładając, że zawór jest całkowicie odciążony, tzn., że siły pochodzące od ciśnień czynnika a działające na grzybek zaworu wzajemnie się równoważą, na wrzeciono zaworu działać będzie siła  $K_2 = p_2 \times F_M$  która jest równoważona siłą sprężyny  $K_1$ . Taki stan równowagi uzyskuje się dla określonych wartości ciśnienia dolotowego  $p_1$  oraz natężenia przepływu  $Q$ . Jeżeli przy stałym ciśnieniu dolotowym  $p_1$  wzrośnie natężenie przepływu  $Q$ , np. w wyniku intensywnego skraplania pary, wówczas w pierwszym momencie zmaleje ciśnienie  $p_1$ , czego konsekwencją będzie zwiększenie otwarcia zaworu. Spowoduje to z kolei wzrost ciśnienia  $p_2$  i ustalenie się nowego stanu równowagi sił działających na wrzeciono zaworu.

Ponieważ w tym nowym położeniu grzybka zaworu, sprężyna uległa niewielkiemu wydłużeniu, nieznacznie zmaleje siła  $K_1$ , a tym samym ciśnienie  $p_2$  będzie nieznacznie mniejsze w porównaniu z ciśnieniem jakie było przed wzrostem natężenia przepływu  $Q$ . Jeżeli przy stałym natężeniu przepływu wzrośnie ciśnienie dolotowe  $p_1$ , wówczas w pierwszym momencie wzrośnie również ciśnienie  $p_2$  powodując zmniejszenie otwarcia zaworu. Spowoduje to spadek ciśnienia  $p_2$  do wartości nieco wyższej od ciśnienia jakie było uzyskiwane przed wzrostem ciśnienia dolotowego  $p_1$ , ponieważ nastąpił nieznaczny wzrost siły  $K_1$  w wyniku niewielkiego ściśnięcia sprężyny. Jak wynika z powyższych rozważań, ciśnienie uzyskiwane za zaworem redukcyjnym nie jest stałe lecz zależy zarówno od ciśnienia dolotowego jak i natężenia przepływu czynnika przez zawór. Wahania tego ciśnienia nie są jednak duże i wynoszą średnio około 10% wartości ciśnienia zredukowanego  $p_2$ , które może być regulowane w pewnym zakresie przez zmianę napięcia

sprężyny zaworu. Przykład konstrukcyjnego rozwiązania zaworu redukcyjnego przedstawia rysunek.



Rys. 6.4. Zawór redukcyjny: 1 - membrana; 2 - sprężyna; 3 - mieszek odciążający; 4 - grzybek zaworu; 5 - komora.

Z kolektorów pary dolotowej para jest doprowadzana do poszczególnych odbiorników wymagających podgrzewania, przy czym oprócz zaworu zaporowego na samym kolektorze instaluje się zawory na dolocie i odlocie pary z każdego odbiornika (zbiorniki, podgrzewacze itp.) celem umożliwienia ich całkowitego odcięcia. Temperatura, do której podgrzewa się czynniki znajdujące się w zbiornikach lub przepływające przez podgrzewacze ogrzewane parą, jest regulowana przez zmianę ilości (masowego natężenia przepływu) doprowadzanej pary grzewczej. Sterowanie zaworem doprowadzającym parę może być ręczne bądź automatyczne. Ręczną regulację ilości dopływającej pary grzewczej stosuje się we wszystkich tych zbiornikach, gdy celem podgrzewania nie jest uzyskanie jakiejś konkretnej wartości temperatury względnie lepkości ogrzewanego czynnika; a chodzi jedynie o umożliwienie jego zassania przy pompowaniu, względnie uniemożliwienie zamarznięcia wody.

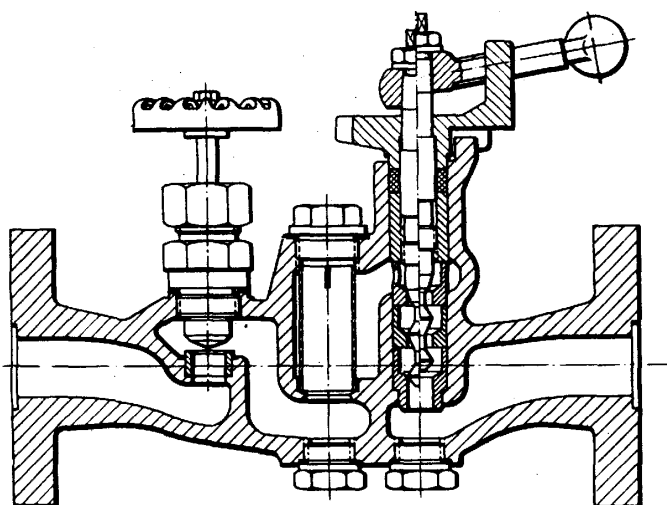
Takie zbiorniki stanowią np. zbiorniki zapasowe paliwa, zbiorniki ładunkowe oraz zbiorniki balastowe z wodą, narażone na zamarznięcie.

Jeżeli natomiast zależy nam na utrzymaniu jakiejś temperatury względnie lepkości w dosyć wąskim przedziale, wymaganym np. procesem oczyszczania, czy też, jak to ma miejsce dla olejów roślinnych i zwierzęcych, najwłaściwszej temperatury ich przechowywania, wówczas, stosuje się automatyczną regulację temperatury. W ten sposób jest regulowana np. temperatura olejów ciężkich w zbiornikach rozchodowo-osadowych, temperatura podgrzania olejów w podgrzewaczach wirówek oraz w podgrzewaczu przed silnikiem.

Przy automatycznej regulacji temperatury czujnik zewnętrzny zanurzony w ogrzewanym czynniku steruje odpowiednio otwarciem zaworu doprowadzającego parę grzewczą. W przypadku regulacji lepkości paliwa podawanego do pomp wtryskowych sygnał sterujący stopniem otwarcia zaworu parowego na podgrzewaczu paliwa pochodzi od wiskozymetru.

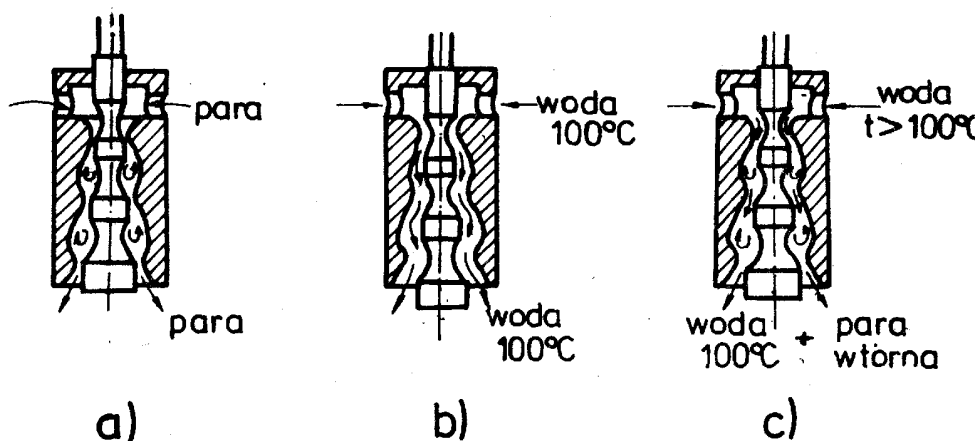
Ogrzewanie parą polega na wykorzystaniu ciepła skraplania doprowadzanej pary. Skropliny powstałe ze skroplonej pary grzewczej zostają przechłodzone w węzownikach grzewczych podgrzewaczy tylko w nieznacznym stopniu. Aby zapobiec przepływowi pary rurociągami do

zbiornika skroplin, na odlocie skroplin pary grzewczej z każdego urządzenia instaluje się zawór odwadniający. Przykład zaworu tego typu w wykonaniu firmy Gestra przedstawia rysunek.



Rys. 6.5. Zawór odwadniający firmy Gestra

Działanie tego zaworu polega na wykorzystaniu zjawisk termodynamicznych zachodzących w układzie trzech szeregowo ustawionych dysz pierścieniowych o coraz to większej średnicy, oddzielonych od siebie komorami wirowymi. Zasadę działania zaworu tego typu wyjaśnia schemat na rysunku 6.6.



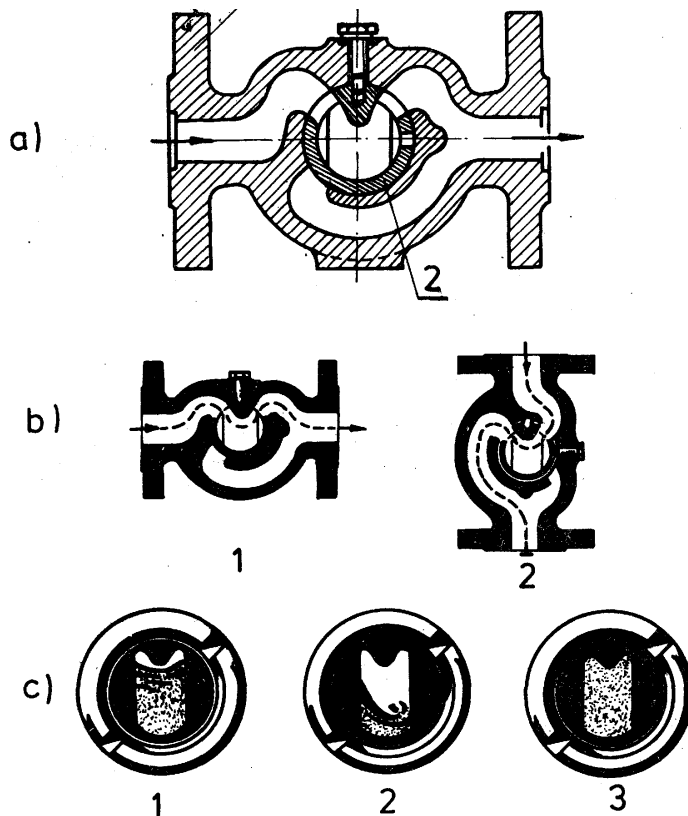
Rys. 6.6. Zasada działania zaworu odwadniającego firmy Gestra: a) przepływ pary nasyconej; b) przepływ wody w temperaturze 100 °C; c) przepływ wody wrzącej o ciśnieniu wyższym od atmosferycznego.

W przypadku, gdy do układu dysz dopływa para nasycona sucha ulega ona zdławieniu w poszczególnych stopniach, a uzyskana energia kinetyczna zamieniona jest w komorach wirowych na energię cieplną, podwyższając entalpię pary do stanu początkowego. Działanie dysz jest analogiczne do działania uszczelnienia labiryntowego i tym samym ilość przepływającej pary zostaje bardzo silnie zredukowana. Jeżeli do zespołu dysz dopływa woda w temperaturze 100° C kształt dysz i komór sprawia, że przepływ może odbywać się bez większych zakłóceń i tym samym zapewniona jest możliwość odprowadzenia w jednostce czasu znacznych ilości wody. Jeżeli do zespołu dysz dopływa woda wrząca o ciśnieniu wyższym od atmosferycznego, wówczas w każdym stopniu, w wyniku spadku ciśnienia, występuje wtórne odparowanie gorących skroplin i spowodowany nim przyrost objętości mieszaniny parowo-wodnej uniemożliwia przepływ świeżej pary. Z odwadniacza wypływa wówczas mieszanina parowo-wodna powstała w wyniku

ekspansyjnego odparowania skroplin pary grzewczej. Zawór przedstawionego typu zapewnia również odpowietrzenie instalacji grzewczej, ponieważ pozostaje przez cały czas otwarty.

Ręczna regulacja wrzeciona zaworu umożliwia zmianę przekroju przepływu celem przedmuchiwanie zaworu i szybkiego usunięcia dużych ilości skroplin, jakie występują przy rozruchu. Dużą zaletą przedstawionego typu zaworu odwadniającego jest jego prawidłowe działanie w każdym położeniu i możliwość tłoczenia skroplili pary grzewczej przy przeciwności  $< 0,6$  do  $0,7$  ciśnienia pary grzewczej.

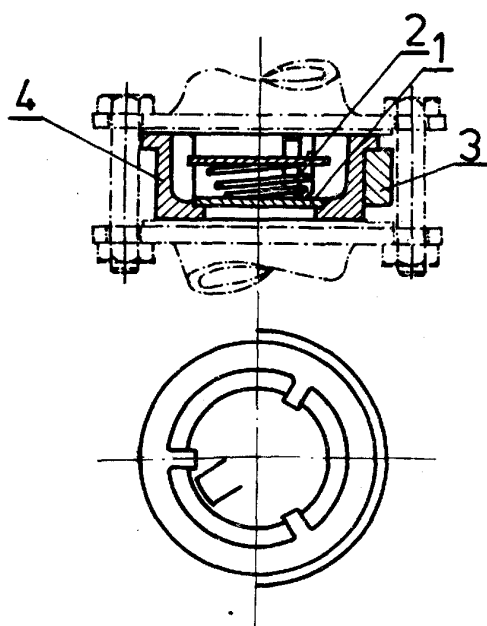
Do kontroli prawidłowego działania zaworu odwadniającego (właściwego ustawienia dysz) służy przeziernik specjalnej konstrukcji, instalowany zawsze przed zaworem odwadniającym, zwany waposkopem. Zasadę pracy waposkopu, który przez obrót części środkowej o  $90^\circ\text{C}$  może być zastosowany zarówno na rurociągu poziomym jak i pionowym, przedstawia rysunek.



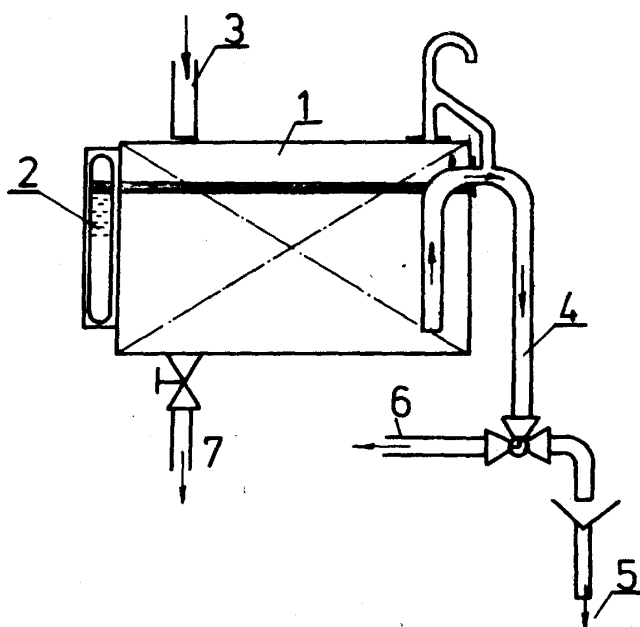
Rys. 6.7. Zasada pracy waposkopu (Gestra): a - przekrój podłużny; 1 - korpus; 2 - przeziernik obrotowy; b - ustawienia przeziernika, 1 - dla przepływu poziomego; 2 - dla przepływu pionowego; c - obraz w przezierniku, 1 - odwodnienie prawidłowe; 2 - przepływ pary; 3 - przepływ wody.

Przeziernik ten umożliwia dodatkowo kontrolę czystości odprowadzanych skroplin. Celem uniemożliwienia zwrotnego przedostawania się skroplin z odwodnień o ciśnieniu wyższym do odwodnień o ciśnieniu niższym, za każdym zaworem odwadniającym instaluje się zawór zwrotny najczęściej typu płytkowego. Zawór taki, charakteryzujący się bardzo małą długością montażową przedstawia rysunek 6.8.





Rys. 6.8. Zawór zwrotny płytkowy: 1 - płytka zaworu; 2 - sprężyna; 3 - centrowanie dla średnic 15-40 mm; 4 - centrowanie dla średnic 50-100 mm.



Rys. 6.9. Zbiornik obserwacyjny skroplin: 1 - zbiornik obserwacyjny; 2 - poziomowskaz; 3 - dolot skroplin; 4 - odlot skroplin ze zbiornika; 5 - do zęzy; 6 - do zbiornika skroplin; 7 - do zęzy.

Przy podgrzewaniu produktów naftowych (paliwa, olejów smarowych) skropliny z pary grzewczej przed ich doprowadzeniem do zbiornika skroplin zwanego również skrzynią ciepłą są kierowane do zbiornika obserwacyjnego. Zadaniem tego zbiornika jest ciągła kontrola czystości skroplin, które mogą w wyniku nieszczelności ulec zanieczyszczeniu produktami olejowymi i niedopuszczenie do przedostania się tych zanieczyszczeń do zbiornika skroplin i dalej do kotłów. Schemat i zasadę działania zbiornika obserwacyjnego skroplin wyjaśnia rysunek.

W przypadku gdy w poziomowskazu zbiornika obserwacyjnego stwierdzi się obecność oleju w skroplinach, odlot skroplin kieruje się do zęzy lub zbiornika ścieków i odwodnień, identyfikując równocześnie za pomocą waposkopu miejsce występowania przecieku oleju.

Jeżeli na statku jest rozbudowana instalacja ogrzewania parowego i tym samym ma się do czynienia z dużą ilością skroplin, a ściślej mieszaniny skroplin i pary pochodzącej z ich wtórnego

odparowania, celowe jest zainstalowanie przed zbiornikiem skroplin dodatkowej chłodnicy. Dzięki temu unika się zbyt dużego parowania skroplin, a tym samym strat czynnika w obiegu parowym.

Zamiast chłodnicy (lub chłodnic) można również zastosować wężownicę chłodzącą, którą przepływa woda morską. Wężownica ta, umieszczona wewnątrz zbiornika skroplin, schładza je do temperatury około 70°C. Ze zbiornika skroplin, do którego doprowadza się wodę uzupełniającą z instalacji hydroforowej, skropliny są zasysane przez pompę zasilającą i tłoczone do kotła i (lub) zbiornika pary i wody kotła utylizacyjnego.

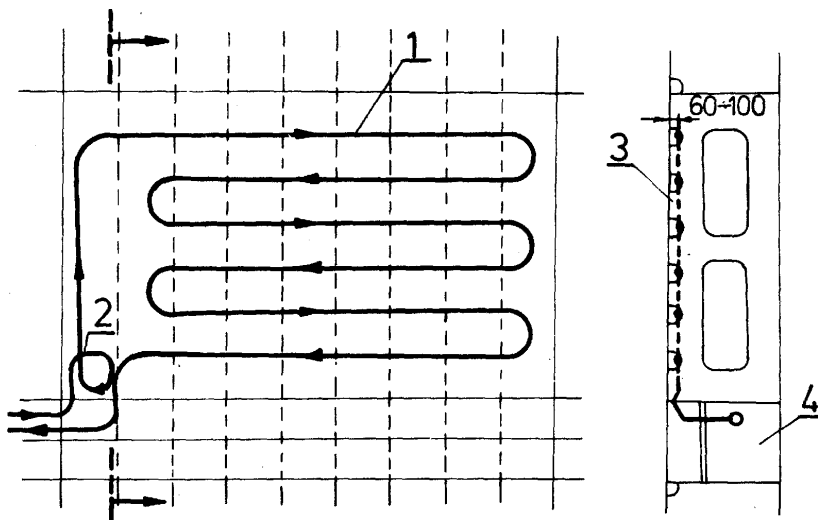
Przymusowy obieg wody w kotle utylizacyjnym zapewnia pompa obiegowa. Rurociągi instalacji parowej można podzielić na rurociągi instalacji pary dolotowej oraz na rurociągi instalacji skroplinowo-zasilającej, do której zalicza się również wszelkie odwodnienia.

## 6.2. OGRZEWANIE ZBIORNIKÓW I RUROCIĄGÓW

Głównym celem ogrzewania zbiorników, w których znajdują się ciecz o znacznej lepkości (ropa naftowa, paliwa ciężkie, oleje smarowe, oleje roślinne, oleje zwierzęce) jest zmniejszenie ich lepkości do takiego poziomu, aby możliwe było ich przepompowywanie. Podgrzewanie paliw i oleju smarowego w zbiornikach osadowych zwiększa efektywność osadzania (sedymentacji) zanieczyszczeń, natomiast podgrzewanie wody balastowej w zbiornikach, a często również i w dnie podwójnym ma zapobiec zamarznięciu wody przy niskich temperaturach otoczenia.

Podgrzewanie produktów naftowych w zbiornikach umieszczonych w siłowni lub dnie podwójnym jest realizowane za pomocą wężownic grzewczych wykonanych z rur stalowych, najczęściej o średnicy 40÷50 mm. Ciśnienie pary stosowanej do podgrzewania zbiorników paliwa nie powinno przekraczać 0,7 MPa.

Układ wężownicy grzewczej w dennym zbiorniku paliwa ciężkiego przedstawia rysunek 6.10.



Rys. 6.10. Ogrzewanie dennego zbiornika paliwa: 1 - wężownica grzewcza; 2 - ogrzewanie końcówki rurociągu ssącego; 3 - dennik; 4 - tunel dla rurociągów.

Dolot pary umieszczony jest w miejscu, skąd będzie zasysane paliwo, a końcówka rurociągu ssącego jest dodatkowo ogrzewana dwoma małymi zwojami wężownicy.

Wężownice do podgrzewania paliwa należy umieszczać w najniższych częściach zbiorników. Końcówki rur paliwowych w zbiornikach rozchodowych i osadowych należy umieszczać nad wężownicami grzewczymi w taki sposób, aby w miarę możliwości nie następowało wynurzenie się wężownic.

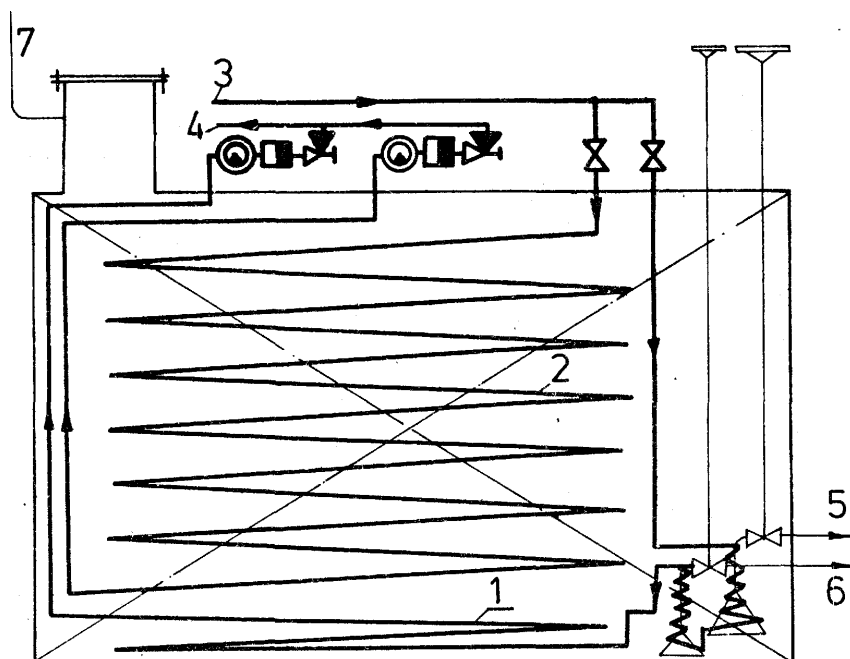
Jeżeli powierzchnia dna zbiornika jest niewystarczająca dla umieszczenia wężownicy grzewczej, co czasami występuje w zbiornikach osadowych i rozchodowych paliwa, wówczas umieszcza się na odpowiedniej wysokości zbiornika drugą wężownicę grzewczą. Wężownica ta musi mieć dodatkowe zasilanie parą i odprowadzanie skroplin tak, aby możliwe było jej wyłączenie

z pracy przy spadku poziomu ogrzewanej cieczy. Prędkość przepływu pary w węzownicach grzewczych powinna wynosić około 30 m/s.

Jeżeli ten warunek nie może być spełniony dla jednej węzownicy, stosuje się wówczas układ równoległy węzownic, a dla zapewnienia równomiernego rozdziału pary na poszczególne węzownice instaluje się kryzy dławiące.

Najwyższa temperatura podgrzanego paliwa w zbiornikach powinna być co najmniej o 10°C niższa od temperatury zapłonu paliwa. Odłot skroplin z węzownic grzewczych należy odprowadzić do zbiornika kontrolnego, wyposażonego we wznięk obserwacyjny.

Zbiorniki ładunkowe na zbiornikowcach służących do przewozu ropy naftowej i jej produktów mogą być wyposażone w układy grzewcze zróżnicowane pod względem konstrukcyjnym. Najczęściej stosowanym rozwiązaniem są węzownice grzewcze umieszczone na dnie zbiorników oraz na zewnętrznych ścianach zbiorników bocznych. Węzownice denne i boczne mają oddzielne zasilanie parą, a dla ułatwienia zasysania ładunku, przy jego wypompowywaniu ze zbiorników, końcówki rurociągu ładunkowego i reszkowego są dodatkowo ogrzewane. Schemat tak ogrzewanego zbiornika ładunkowego przedstawia rysunek 6.11.

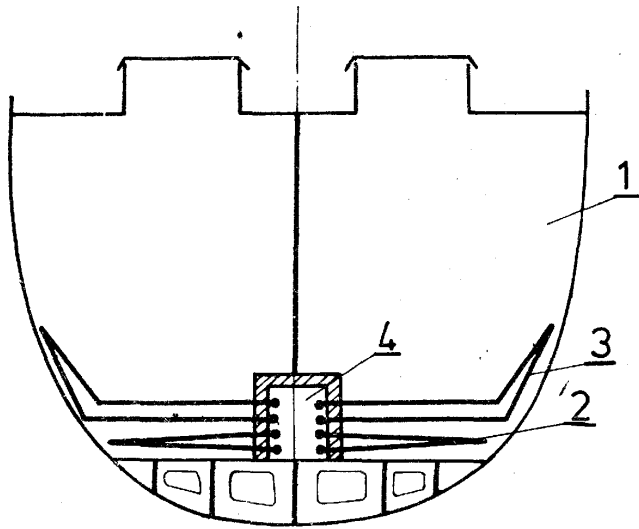


Rys. 6.11. Ogrzewanie zbiornika ładunkowego: 1 - węzownica denną; 2 - węzownica boczna; 3 - dolot pary; 4 - odłot skroplin; 5 - ssanie pompy ładunkowej; 6 - ssanie pompy reszkowej; 7 - odpowietrzenie zbiornika.

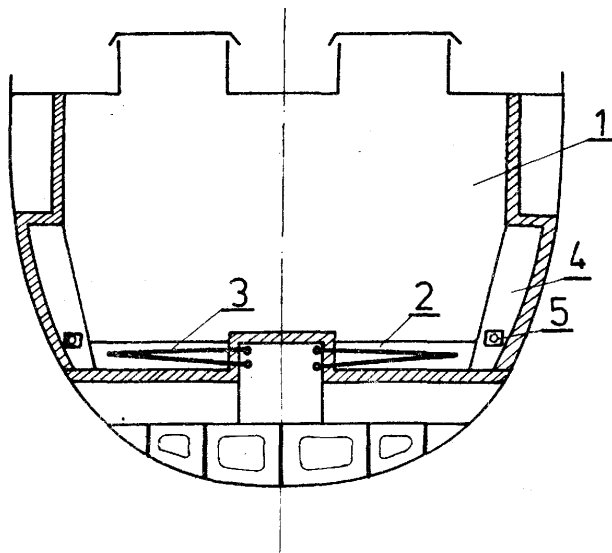
Zamiast węzownic grzewczych w zbiornikach ładunkowych stosuje się również stożkowe spirale grzejne względnie uzębrowane elementy grzejne.

Jeżeli zbiorniki, w których są przewożone ładunki płynne wymagające ogrzewania, mają służyć również do przewożenia suchych ładunków masowych, np. rudy (ma to np. miejsce na ropo-rudo-masowcach), to elementy ogrzewania zbiorników ładunkowych muszą być demontowane.

Zbiorniki, w których są przewożone oleje roślinne lub zwierzęce, wyposaża się w węzownice grzewcze, co przedstawia rysunek.



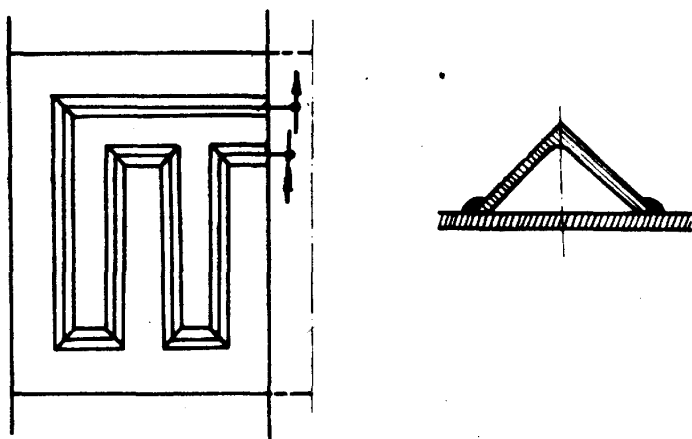
Rys. 6.12. Ogrzewanie zbiornika z olejem roślinnym: 1 - zbiornik; 2 - węzownica denną; 3 - węzownica boczna; 4 - tunel.



Rys. 6.13. Ogrzewanie zbiornika typu komorowego: 1 - zbiornik; 2 - komora grzewcza wodna; 3 - węzownica grzewcza; 4 - komora izolacyjna; 5 - konwektor

W niektórych przypadkach ogrzewanie komorowe. W tym ostatnim rozwiązaniu ogrzewanie ładunku odbywa się za pośrednictwem wody wypełniającej komorę spełniającą rolę przedziału ochronnego, która jest ogrzewana parą. Zbiornik od strony burt izoluje przestrzeń wypełniona ogrzonym powietrzem. Takie rozwiązanie ogrzewania zbiorników umożliwia ich dobre oczyszczenie (dno i ściany boczne zbiornika są gładkie) i pozbawione jest wad demontowalnych węzownic grzewczych stwarzających określone problemy związane ze szczelnością ich złącz.

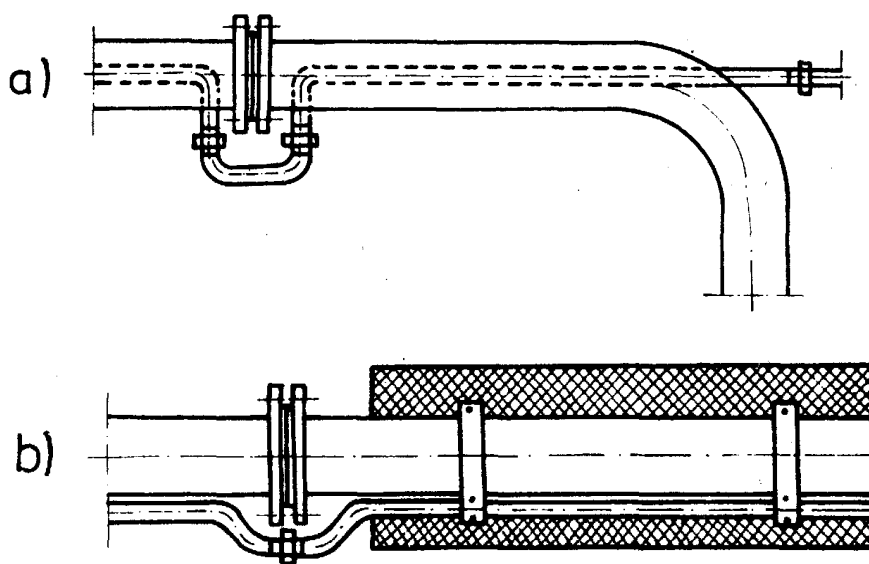
Inne spotykane rozwiązanie ogrzewania dna lub ścian bocznych przedstawia schematycznie rysunek 6.14.



Rys. 6.14. Układ kątowników grzewczych.

Powierzchnię wymiany ciepła tworzą zastępujące węzownice układy kątowników szczelnie przyspawanych do dna lub ściany. Wadą tego rozwiązania jest duża długość spawów, a w związku z tym możliwość powstawania nieszczelności, jak również problemy związane z korozją miejsc spawanych.

Oprócz zbiorników, ogrzewania wymagają również rurociągi, którymi transportowane są oleje ciężkie o lepkości przekraczającej 1500 sec. Red. I w  $37,8^{\circ}\text{C}$ . Ogrzewanie tych rurociągów ma na celu umożliwienie pompowania olejów w każdych warunkach eksploatacji statku oraz zapobiega ochłodzeniu paliwa pomiędzy podgrzewaczem oleju ciężkiego a pompami wtryskowymi silnika. Dwa różne rozwiązania ogrzewania rurociągów przedstawia rysunek. Zaletą rozwiązania z wewnętrznym rurociągiem grzewczym jest większa efektywność ogrzewania, istnieje jednak większe niebezpieczeństwo powstania niekontrolowanych przecieków oleju do instalacji skroplinowej. Rozwiązanie z zewnętrznym rurociągiem grzewczym jest wprawdzie mniej efektywne, ale wyklucza całkowicie możliwość zanieczyszczenia skroplin olejem.



Rys. 6.15. Ogrzewanie rurociągów: a - z wewnętrznym rurociągiem grzewczym, b - z zewnętrznym rurociągiem grzewczym.

### 6.3. NIEKONWENCJONALNE ROZWIĄZANIA INSTALACJI PAROWYCH

Poczynając od mocy silnika głównego około 6000 kW ilość pary uzyskiwanej w kotle lub kotłach utylizacyjnych w czasie normalnej jazdy w morzu wystarcza dla określonych typów silników i statków nie tylko do pokrycia potrzeb grzewczych, ale również do pokrycia istniejącego na statku zapotrzebowania na energię elektryczną poprzez zastosowanie turboparowych kondensacyjnych zespołów prądowców. Uzyskanie żądanej mocy turbiny napędzającej prądnicę wymaga zastosowania zmodyfikowanych typów kotłów utylizacyjnych pozwalających na maksymalne wykorzystanie ciepła spalin odlotowych z silnika i zapewniających odpowiednie parametry (ciśnienie i temperaturę) pary dolotowej. Równocześnie zmianie ulega cała instalacja parowa, zwłaszcza po stronie skroplinowo-zasilającej, co jest spowodowane koniecznością zastosowania skraplacza powierzchniowego chłodzonego wodą morską, oraz wprowadzeniem podgrzewania wody zasilającej kocioł utylizacyjny.

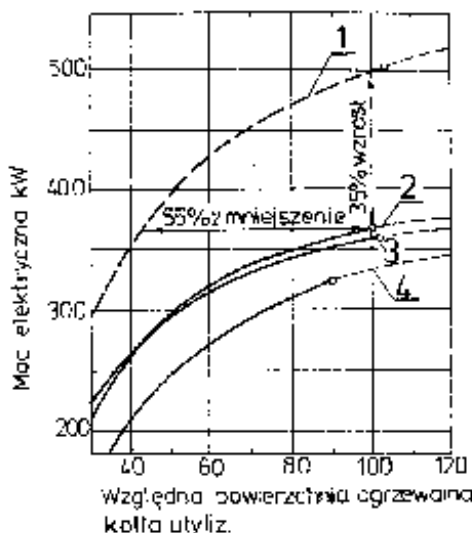
Zastosowanie turboprządnic utylizacyjnych pociąga za sobą znaczne podwyższenie sprawności energetycznej siłowni, ponieważ eliminuje w morzu konieczność pracy spalinowych zespołów prądowców i spalania w nich dodatkowych ilości droższego oleju napędowego.

Ogólnie instalacje parowe stosowane w takich układach można podzielić na dwie grupy:

- instalacje jednociśnieniowe,
- instalacje dwuciśnieniowe.

W instalacjach jednociśnieniowych ciśnienie pary nasyconej stosowanej do celów grzewczych jest takie samo jak ciśnienie pary przegrzanej zasilającej turbinę. W instalacjach dwuciśnieniowych ciśnienie pary przegrzanej zasilającej turbinę jest wyższe od ciśnienia pary nasyconej.

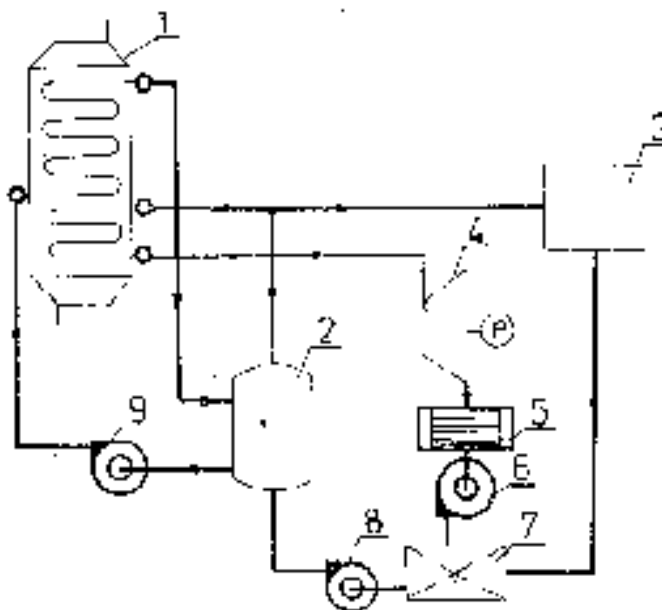
Korzyści wynikające z zastosowania instalacji dwuciśnieniowej ilustruje wykres na rysunku przedstawiający zależność uzyskiwanej mocy elektrycznej od względnej całkowitej powierzchni ogrzewalnej kotła utylizacyjnego.



Rys. 6.16. Zależność mocy elektrycznej od względnej, całkowitej powierzchni ogrzewalnej kotła utylizacyjnego: 1 - układ dwuciśnieniowy (1.7/0.5 MPa); 2 - układ jednociśnieniowy (0.7 MPa); 3 - układ jednociśnieniowy (0.5 MPa); 4 - układ jednociśnieniowy (1.7 MPa).

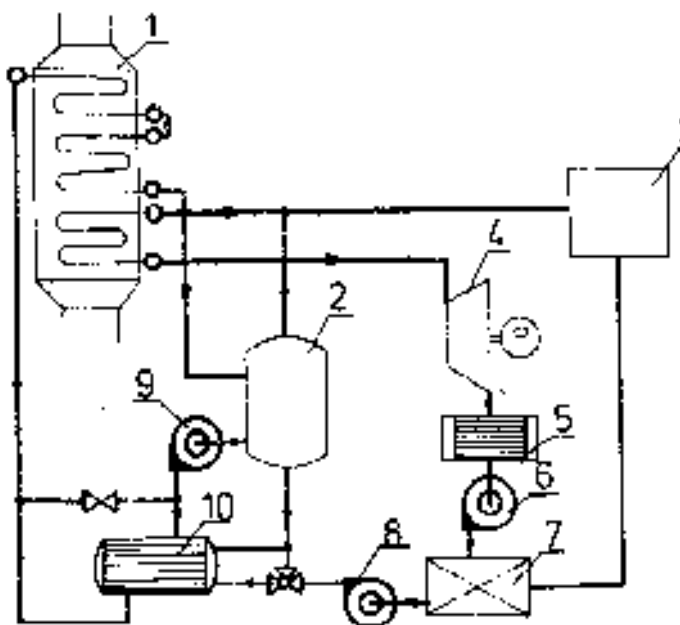
W przypadku takiej samej powierzchni ogrzewalnej kotła w układzie dwuciśnieniowym można uzyskać o 35% większą moc elektryczną aniżeli w układzie jednociśnieniowym. Dla założonej mocy elektrycznej kocioł w układzie dwuciśnieniowym może mieć powierzchnię ogrzewalną o 55% mniejszą od powierzchni kotła pracującego w układzie jednociśnieniowym.

Najprostsze rozwiązanie jednociśnieniowej instalacji parowej przedstawia schemat ideowy na rysunku 6.17.



Rys. 6.17. Schemat ideowy jednociśnieniowej instalacji parowej z turboprawdnicą utylizacyjną: 1 - kocioł utylizacyjny; 2 - zbiornik pary i wody; 3 - odbiorniki grzewcze; 4 - turboprawdnicą; 5 - skraplacz; 6 - pompa skroplinowa; 7 - zbiornik skroplin; 8 - pompa zasilająca; 9 - pompa obiegu.

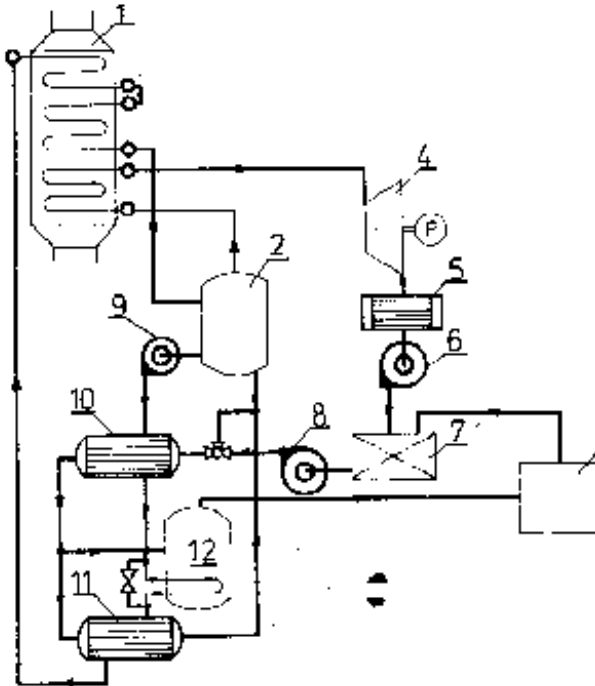
Instalację jednociśnieniową, w której zastosowano podgrzewacz wody zasilającej ogrzewany wodą obiegową kotła utylizacyjnego, przedstawia rysunek 6.18.



Rys. 6.18. Schemat ideowy jednociśnieniowej instalacji parowej z turboprawdnicą utylizacyjną i podgrzewaniem wody zasilającej wodą obiegową: 1 - kocioł utylizacyjny; 2 - zbiornik pary i wody; 3 - odbiorniki grzewcze; 4 - turboprawdnicą; 5 - skraplacz; 6 - pompa skroplinowa; 7 - zbiornik skroplin; 8 - pompa zasilająca; 9 - pompa obiegu; 10 - podgrzewacz wody zasilającej.

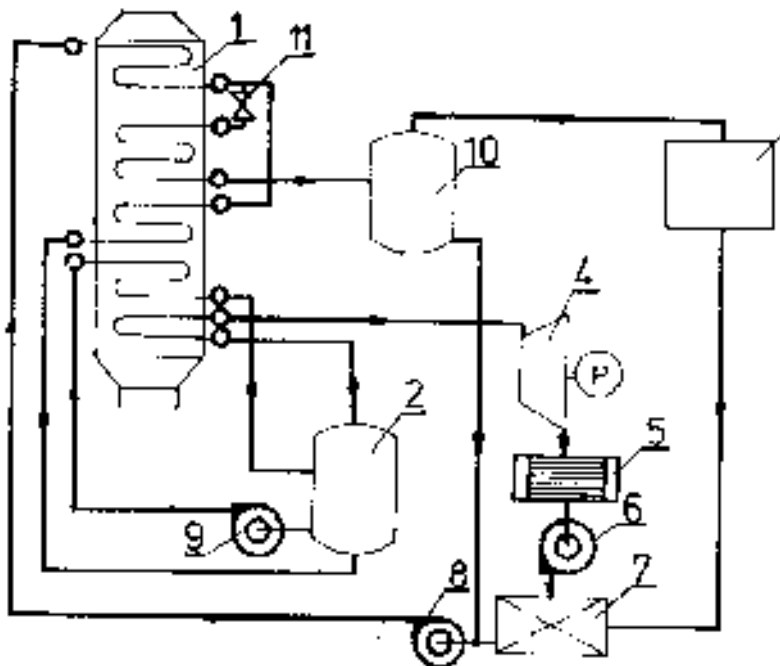
Układ ten pozwala zwiększyć średnią różnicę temperatur pomiędzy spalinami i wodą w podgrzewaczu kotłowym i tym samym zwiększyć ilość wykorzystywanego ciepła spalin odlotowych bez ryzyka wystąpienia korozji niskotemperaturowej.

Układ dwuciśnieniowy z wytwornicą niskociśnieniowej pary grzewczej przedstawia rysunek 6.19.



Rys. 6.19. Schemat ideowy dwuciśnieniowej instalacji parowej z turboprądnicą utylizacyjną i wytwornicą niskociśnieniowej pary grzewczej: 1 - kocioł utylizacyjny; 2 - zbiornik pary i wody; 3 - odbiorniki grzewcze; 4 - turboprądnica; 5 - skraplacz; 6 - pompa skroplinowa; 7 - zbiornik skroplin; 8 - pompa zasilająca; 9 - pompa obiegowa; 10 - podgrzewacz wody zasilającej I stopnia; 11 - podgrzewacz wody zasilającej II stopnia; 12 - wytwornica niskociśnieniowej pary grzewczej.

Układ dwuciśnieniowy firmy Mitsubishi przedstawia rysunek 6.20.



Rys. 6.20. Schemat ideowy dwuciśnieniowej instalacji parowej firmy Mitsubishi: 1 - kocioł utylizacyjny; 2 - zbiornik pary i wody wysokiego ciśnienia; 3 - odbiorniki grzewcze; 4 - turboprądnica; 5 - skraplacz; 6 - pompa skroplinowa; 7 - zbiornik skroplin; 8 - pompa zasilająca; 9 - pompa obiegowa; 10 - zbiornik pary i wody niskiego ciśnienia; 11 - zawór dławiący (redukcyjny).

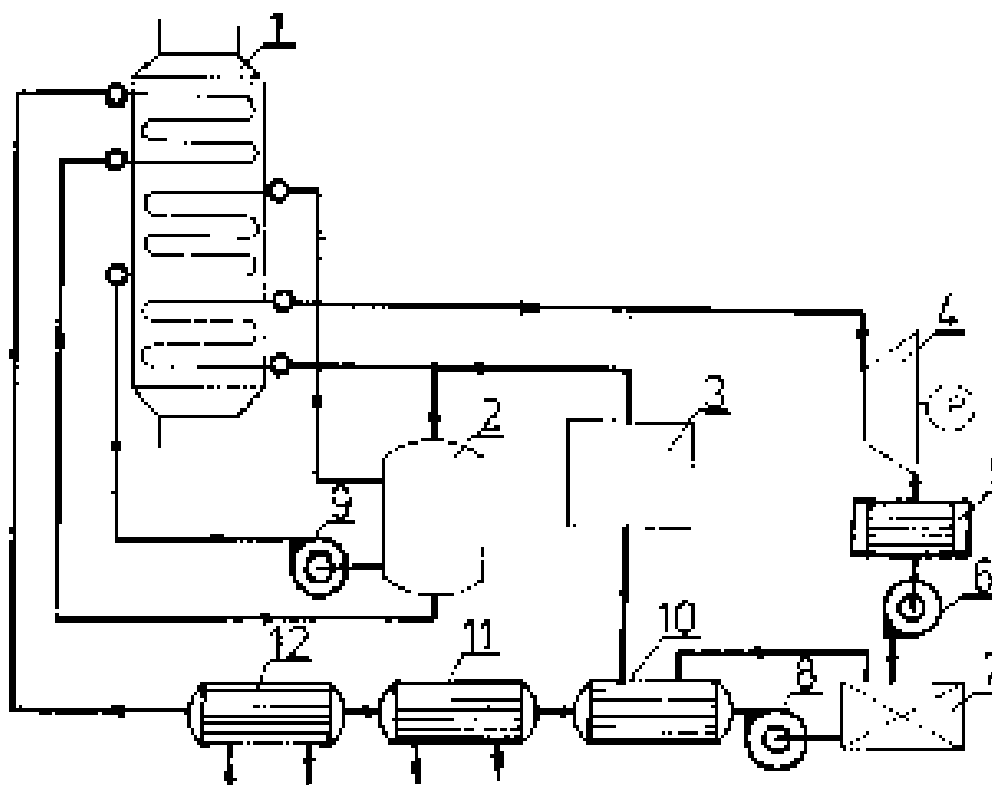


W układzie tym pompa zasilająca 8, tłocząc wodę do zbiornika wysokociśnieniowego 2 kotła utylizacyjnego 1, spełnia funkcję pompy obiegowej dla obiegu niskociśnieniowego, który jest realizowany przez zdławienie części wody podgrzanej wstępnie w podgrzewaczu kotłowym. Dalsze podgrzanie w kotle utylizacyjnym wody zdławionej do niższego ciśnienia powoduje jej częściowe odparowanie.

Do separacji powstałej mieszaniny pary i wody w obiegu niskiego ciśnienia służy dodatkowo zbiornik 10. Odseparowana woda po zmieszaniu jej ze skroplinami pary grzewczej i skroplinami pary obiegu wysokociśnieniowego jest zasysana powtórnie przez pompę zasilającą 8.

W przedstawionym układzie uzyskuje się parę przegrzaną do zasilania turbiny o ciśnieniu  $0.7 \div 1.7$  MPa oraz parę nasyconą dla celów grzewczych o ciśnieniu  $0.3 \div 0.5$  MPa.

W jednociśnieniowej instalacji parowej firmy Hitachi przedstawionej schematycznie na rysunku 6.21.



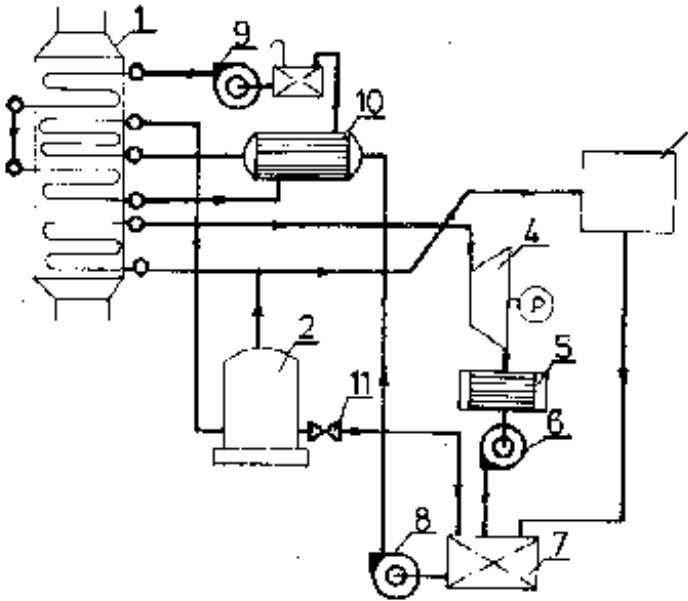
Rys. 6.21. Schemat ideowy jednociśnieniowej instalacji parowej firmy Hitachi: 1 - kocioł utylizacyjny; 2 - zbiornik pary i wody; 3 - odbiorniki grzewcze; 4 - turboprądnica; 5 - skraplacz; 6 - pompa skroplinowa; 7 - zbiornik skroplin; 8 - pompa zasilająca; 9 - pompa obiegowa; 10 - chłodnica skroplin; 11 - podgrzewacz wody zasilającej wykorzystujący ciepło wody chłodzącej cylindry; 12 - podgrzewacz wody zasilającej wykorzystujący ciepło wody chłodzącej powietrze doładowujące.

Zastosowano tu podgrzewanie wody zasilającej w dwóch podgrzewaczach ogrzewanych wodą słodką chłodzącą cylindry (pierwszy stopień podgrzania) oraz wodą chłodzącą powietrze doładowujące (drugi stopień podgrzania).

Instalację parową stanowiącą integralną część okrętowego systemu energetycznego zrealizowanego przez firmę Kawasaki pod nazwą KSE (Kawasaki Super Economical) przedstawia schematycznie rysunek 6.22.

- Realizacja techniczna wyżej przedstawionych instalacji utylizacyjnych wymaga rozwiązania całego szeregu problemów technicznych związanych zarówno z konstrukcją kotłów jak i turbin. Kotły stosowane w tych układach charakteryzują się rozwiniętą powierzchnią wymiany ciepła, co pozwala zmniejszyć wielokrotność cyrkulacji pompy obiegowej do wartości  $2,5 \div 3$  oraz stwarza konieczność stosowania bardzo efektywnych w działaniu, a równocześnie ekonomicznych urządzeń

usuwających sadzę z powierzchni ogrzewalnych. Turbiny w tych układach zasilane są przy pełnym obciążeniu parą o ciśnieniu 0.33 MPa i temperaturze 205°C (Hitachi), co wymaga, dla uzyskania ich trwałości i wysokich sprawności stosowania łopatek tytanowych i specjalnych rozwiązań konstrukcyjnych dla separacji wody.



Rys. 6.22. Schemat ideowy jednociśnieniowej instalacji parowej KSE firmy Kawasaki: 1 - kocioł utylizacyjny; 2 - kocioł pomocniczy; 3 - odbiorniki grzewcze; 4 - turboprądnica; 5 - skraplacz; 6 pompa skroplinowa; 7 - zbiornik skroplin; 8 - pompa zasilająca; 9 - pompa obiegowa; 10 podgrzewacz wody; 11 - zawór dławiący (redukcyjny).

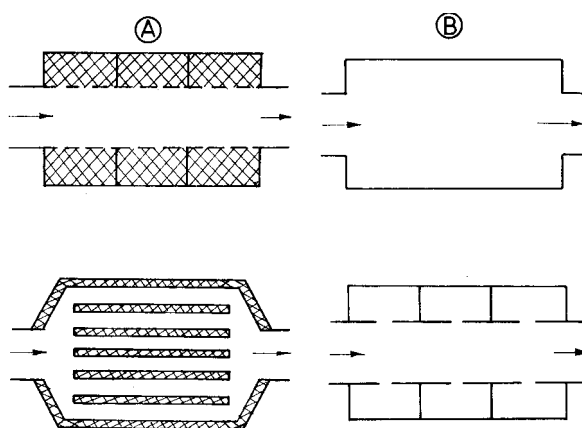
## 7. INSTALACJA SPALIN WYLOTOWYCH

Instalacja spalin wylotowych ma za zadanie odprowadzić spaliny z siłowni poza statek i zabezpieczyć załogę przed możliwością przypadkowych oparzeń, czy też zatrucia spalinami wskutek nieszczelności przewodów. Musi też zapewniać bezpieczeństwo przeciwpożarowe statku i dawać gwarancję, że woda zaburtowa nie przedostanie się do instalacji do silników.

Objętość spalin jest średnio (2,5÷3) razy większa niż objętość doprowadzonego powietrza - głównie z powodu ich wysokiej temperatury. Mimo że w rurociągach spalin odlotowych stosuje się dość duże prędkości przepływu, 25÷50 m/s. Niewłaściwie zaprojektowana i niestarannie wykonana instalacja spalin odlotowych może prowadzić do dużych oporów przepływu spalin, co obniża radykalnie sprawność i moc silników. Przewody spalin powinny być możliwie krótkie i proste - z jak najmniejszą liczbą łuków i zagięć. Dopuszczalne sumaryczne za turbosprężarkami powietrza doładowującego opory przepływu spalin, według wymagań producentów silników okrętowych napędu głównego powinny wynosić do ok. 25÷4,0 kPa. Są to wartości bardzo niewielkie i nie jest łatwo spełnić te wymogi. Warto pamiętać, że każde 10 kPa wzrostu oporów na odlocie spalin obniża bezwzględnie ogólną sprawność tłokowego silnika spalinowego o około 2,5%. Znaczący to, że w przypadku wzrostu przeciwcisnienia spalin do ok. 0,2 MPa moc efektywna będzie równa zeru.

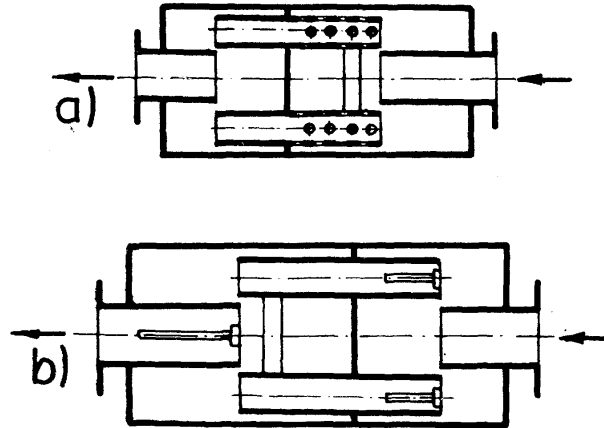
Na statkach rurociągi spalin wylotowych prowadzone są do komina, gdzie umieszczone są tłumiki i łapacze iskier. Z zasady każdy z silników ma oddzielny tłumik. Można także stosować wspólny tłumik dla wszystkich silników pomocniczych, np. niezależnych zespołów prądotwórczych siłowni, ale pod warunkiem, że silniki niepracujące będą zabezpieczone przed dostawaniem się do nich spalin z silników aktualnie pracujących. Tłumiki mają za zadanie obniżenie poziomu hałasu wylotu pulsującego ciśnienia spalin, a działają na zasadzie nagłych zmian przekrojów oraz kierunków przepływu, a także pochłaniania. Firmy produkujące silniki przeważnie oferuje gotowe, najbardziej odpowiednie dla ich silników, sprawdzone w działaniu, dające stosunkowo małe opory przepływu i poważny efekt tłumienia. Tłumiki spalin, ze względu na zasadę ich działania, dzielimy na dwa rodzaje:

- absorbcyjne (akcyjne - A), efektywne w tłumieniu hałasu wysokich częstotliwości, a ich działanie polega na aktywnym pochłanianiu dźwięków przez materiały dźwiękochłonne. Zrozumiałe, że stosowane materiały dźwiękochłonne muszą być odporne na wysokie temperatury i działanie chemiczne składników spalin.
- rezonansowe (reakcyjne - B, refleksyjne), są bardziej efektywne w przypadku hałasu o niskich częstotliwościach. Ich istotą są komory rozprężeniowe, które działają jak filtry wąskopasmowe.
- absorbcyjno-refleksyjne.

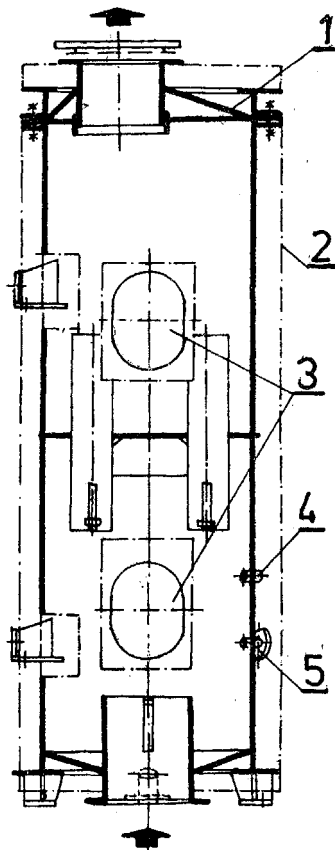


Rys. 7.1. Rodzaje stosowanych tłumików spalin: A - akcyjne; B - reakcyjne

Tłumiki rezonansowe, schematycznie przedstawione na rysunku składają się z dwóch komór połączonych ze sobą jednym lub kilkoma przewodami łączącymi, które posiadają na całym obwodzie i całej długości otwory o określonej średnicy (rysunek a) lub też wzdłużne wycięcia zastępujące otwory (rysunek b). Takie rozwiązanie stosuje się w zakresie wysokich częstotliwości, co jest szczególnie istotne dla silników współpracujących z turbosprężarkami doładowującymi.



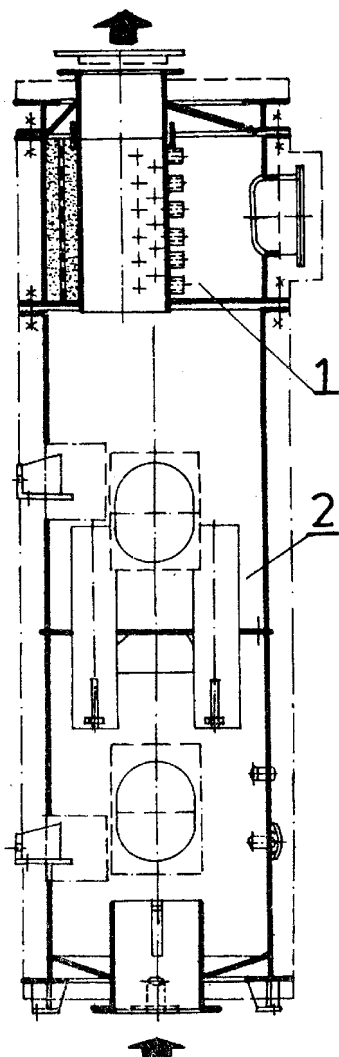
Rys. 7.2. Schematy tłumików refleksyjnych typu rezonansowego: a - z otworami; b - z wycięciami wzdłużnymi.  
Standardowy tłumik rezonansowy przedstawia rysunek 7.3.



Rys. 7.3. Standardowy tłumik rezonansowy: 1 – pokrywa górna, 2 – izolacja cieplna, 3 – właz wyczystkowy, 4 – gaszenie  $\text{CO}_2$ , 5 – gaszenie parą wodną.

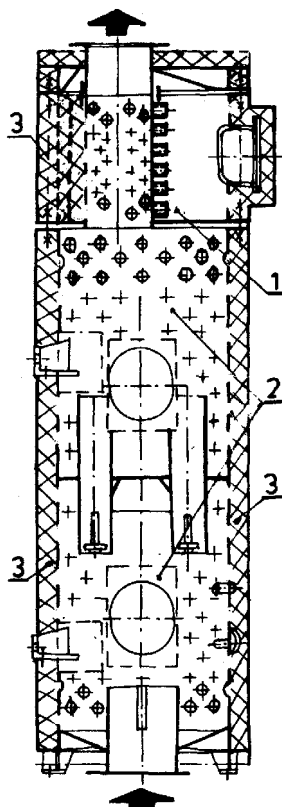
Tłumiki absorpcyjne pracują na zasadzie tłumienia hałasu przez pochłanianie dźwięku przez materiały dźwiękochłonne (wióry stalowe, wełna mineralna), umieszczone w tłumiku. Materiał absorbujący fale akustyczne powinien dodatkowo zachować odporność na działanie wysokich temperatur, działania chemiczne składników spalin i ich zanieczyszczeń stałych oraz mieć odpowiednie własności wytrzymałościowe (odporność na drgania).

Tłumiki typu mieszanego (refleksyjno-absorpcyjne) są najczęściej spotykanym rozwiązaniem stosowanym w okrętownictwie. Najlepsze efekty uzyskuje się przez połączenie w jedną konstrukcję tłumika refleksyjnego rezonansowego z tłumikiem absorpcyjnym lub odpowiednie połączenie tłumika komorowego, rezonansowego i absorpcyjnego. Tłumik rezonansowo-absorpcyjny przedstawia rysunek 7.4. W rozwiązaniu tym zastosowano dodatkową boczną komorę rezonansową, odpowiednio dostrojoną do tłumienia hałasów o określonych częstotliwościach.



Rys. 7.4. Tłumik rezonansowo-absorpcyjny: 1 – część absorbcyjna, 2 – część rezonansowa.

Z reguły spektrum hałasu spalin jest szerokopasmowe i dlatego praktycznie stosowane są tłumiki konstrukcji mieszanej, o przewodzie jednego czy drugiego czynnika, tłumiącego. Na rysunku 7.5. przedstawiono przykład takiego tłumika.



Rys. 7.5. Przykład konstrukcji tłumika akcyjno-reakcyjnego: 1,2 - komory rezonansowe tłumienia różnych częstotliwości (reakcyjne); 3 - część absorbacyjna (akcyjna).

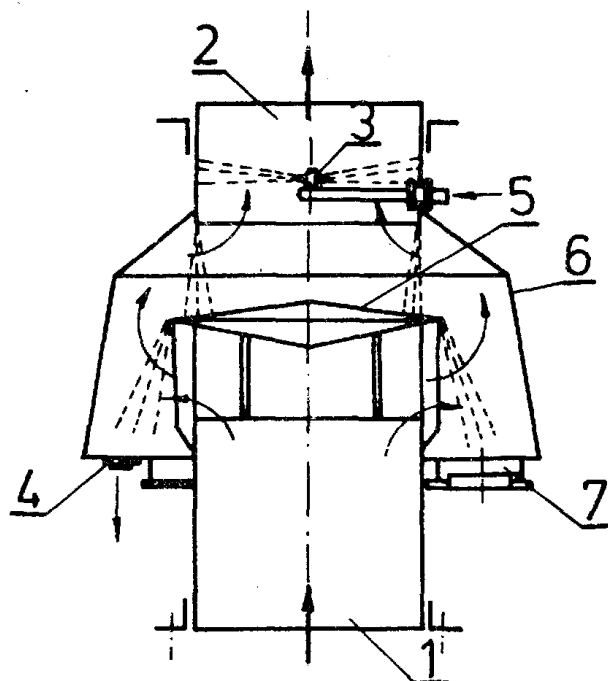
Tłumiki powinny być wyposażone w otwory wyczystkowe, króćce odwadniające przestrzeń wewnętrzną i powinny mieć doprowadzenie pary wodnej albo CO<sub>2</sub> dla gaszenia pożaru w razie zapalenia się sadzy w tłumiku. Strata ciśnienia w tłumiku nie powinna przekraczać 6 kPa dla silników 4-suwowych i 3 kPa dla 2-suwowych. W przypadku, gdy na odlocie spalin zastosowany jest kocioł utylizacyjny, może on spełniać rolę tłumika, ale zazwyczaj wymaga to zastosowania dodatkowych rezonansowych komór tłumiących.

Innym urządzeniem jakie jest instalowane na rurociągach wylotu spalin są łapacze iskier. Służą one do gaszenia iskier (cząstek niedopalonego paliwa) oraz usuwają popiół i sadze niesione przez spaliny. Rozróżniamy dwa zasadnicze rozwiązania konstrukcyjne łapaczy iskier:

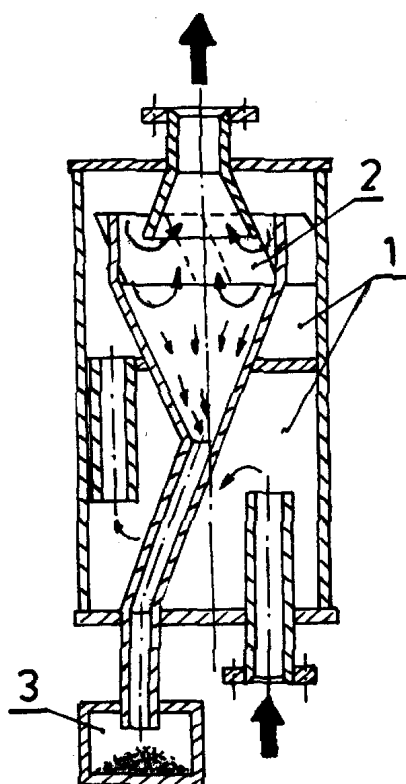
- Mokre - zasadą suchych łapaczy jest kierowanie strumienia spalin na zewnętrzne ścianki łapacza, które są stosunkowo chłodne, co powoduje, że padające na nie iskry gasną. Bywa, że iskry są wytracane na zasadzie siły odśrodkowej.
- Suche - spaliny przepływają przez kurtynę wodną lub parową, gdzie są gaszone. Oddzielone ze spalin zgaszone iskry i inne cząstki stałe gromadzą się w komorach łapaczy, skąd okresowo są usuwane.

Tłumik i łapacz iskier mogą tworzyć jedną zintegrowaną konstrukcję, co daje w efekcie zmniejszenia ciężaru i gabarytów w stosunku do dwóch niezależnych od siebie elementów.

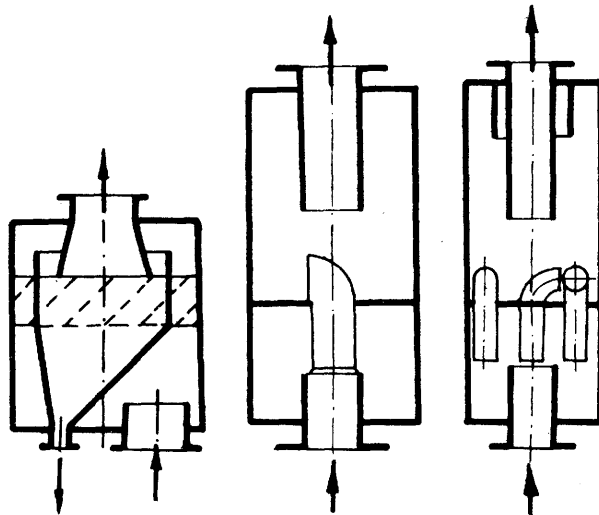
Jeszcze jednym przykładem takiej konstrukcji może być rozwiązanie przedstawione na rysunku poniżej. Rury rezonansowe tłumika w swej górnej części- przechodzą w odpowiednio ukształtowane kolana, dzięki czemu strumień spalin jest wprawiany w ruch wirowy. Pod działaniem sił odśrodkowych cząstki stałe znajdujące się w spalinach są odrzucane na pobocznice górnego walca, która ma na całej długości szczelinę zaopatrzoną w łopatkę skierowaną zanieczyszczenia do bocznej komory. Komora ta jest połączona króćcem ze zbiornikiem części stałych.



Rys. 7.6. Łapacz iskier typu mokrego z kurtynami wodnymi: 1 - dolot spalin; 2 - wylot spalin; 3 - rozpylacz wody zaburtowej; 4 - odprowadzenie wody; 5 - okap; 6 - korpus zewnętrzny; 7 - odprowadzenie cząstek stałych

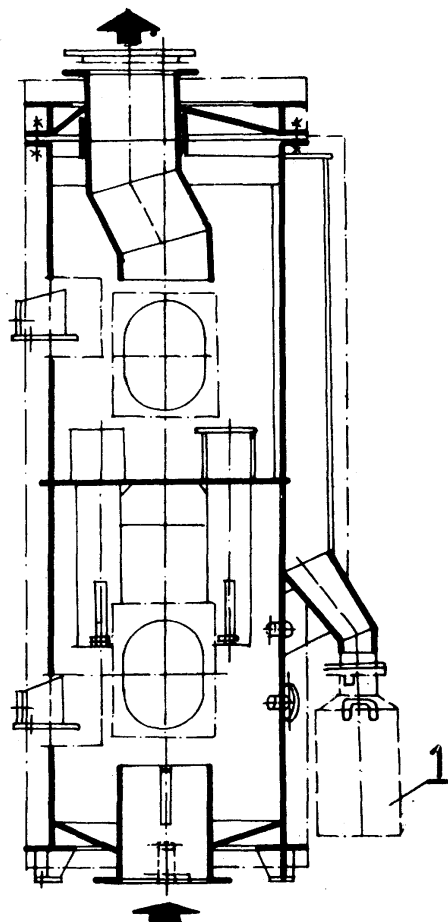


Rys. 7.7 Schematy łapaczy iskier typu suchego



Rys. 7.8. Schemat kombinowanego tłumika wraz z łapaczem iskiei: 1 - komory rezonansowe tłumika; 2 - odśrodkowy łapacz iskiei; 3 - zbiornik popiołu.

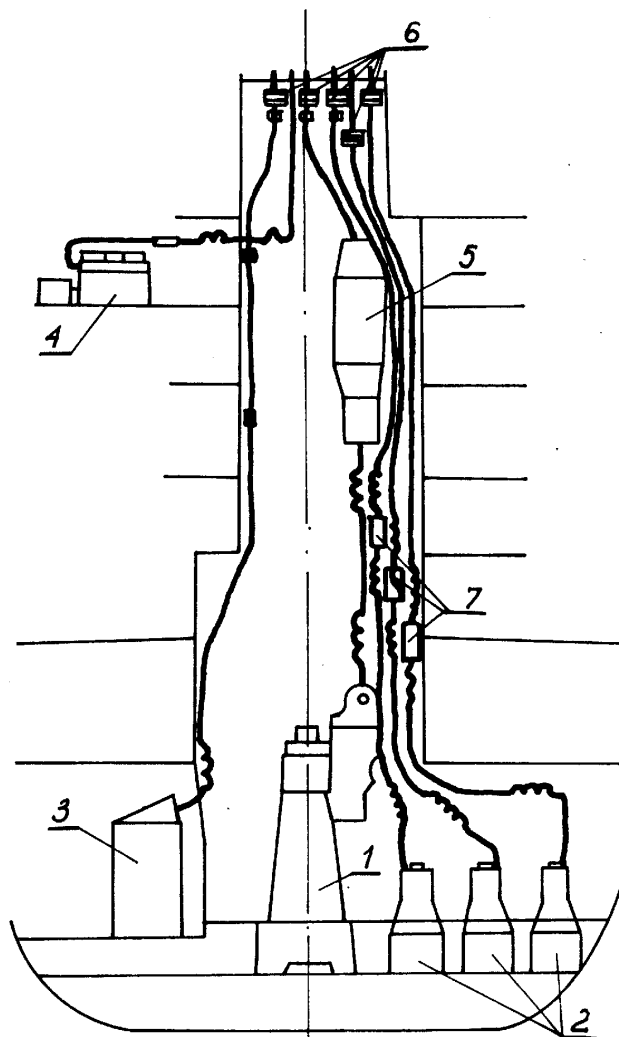
Tłumiki wyposażone są w otwory wyczystkowe pozwalające na okresowe czyszczenie i kontrolę stanu wewnętrznego przestrzeni tłumika oraz króćce służące do odwodnienia przestrzeni wewnętrznej, oraz do doprowadzenia  $\text{CO}_2$  i pary wodnej w przypadku zapalenia się części stałych zawartych w spalinach.



Rys. 7.9. Tłumik z łapaczem iskiei: 1 - zbiornik części stałych.



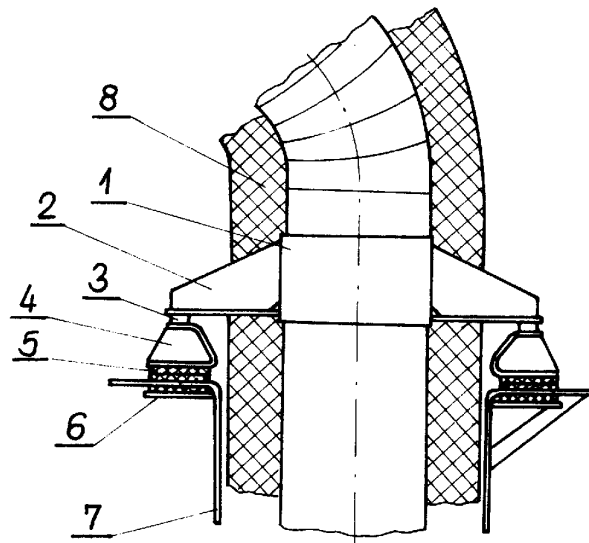
Ogólny schemat okrętowej instalacji przewodów spalin wylotowych siłowni przedstawia rysunek 7.10.



Rys. 7.10 Ogólny schemat instalacji spalin wylotowych siłowni spalinowej: 1 - silnik główny; 2 - silniki zespołów prądotwórczych; 3 - kocioł opalany paliwem płynnym; 4 - awaryjny zespół prądotwórczy; 5 - kocioł utylizacyjny; 6 - łapacz iskier; 7 - tłumik.

Instalacja spalin wylotowych musi mieć możliwość kompensacji długości - jako że temperatura w czasie pracy jest bardzo wysoka, w stosunku do temperatury instalacji nie pracującej. Stosowane są kompensatory typu dławnicowego lub odcinki rur typu falistego z wewnętrznymi wstawkami wygłuszającymi przepływ. Nie stosuje się łuków kompensacyjnych ze względu na duże opory przepływu spalin.

W celu zapobiegania przenikaniu hałasów spalin wylotowych na konstrukcję kadłuba, mocowanie przewodów spalinowych powinno być elastyczne. Przykład takiego mocowania przedstawia rysunek 7.11.



Rys. 7.11 Przykład konstrukcji elastycznego mocowania przewodu spalin: 1 - usztywnienie przewodu (obejma); 2 - wspornik; 3 - podkładka; 4 - poduszka termoizolacyjna; 5 - amortyzator gumowy; 6 - podkładka; 7 - konsola (związana z konstrukcją kadłuba); 8 - izolacja cieplna przewodu spalin.

## 7.1. ESTIMATING BRAKE SPECIFIC EXHAUST GAS FLOW (BSEF)

### HOW TO OBTAIN THE BSEF:

Draw the rating point Rx into the engine layout field as shown in Fig. 7.11. The layout field is divided into two sectors by a broken line. Each sector has its own approach for obtaining the 'BSEF position' which is required to be determined before finding out the actual BSEF. The BSEF position is indicated at the top (1-7) and at the right (7-12-7) of figure 1. Two Rx points are shown. To receive the BSEF position for Rx1 which is located in the upper sector, draw a line between the two nearest guide lines (keeping the distance of both lines in the same proportion) from point Rx1 to the top or to the right scale as shown in example and read the BSEF position. It is 7.9 for our example Rx1.

For all Rx points located in the lower sector, a horizontal line to the right indicates the BSEF position.

Table 7.1. 'Estimation of BSEF' provides data for ISO condition and engines which incorporate an Efficiency-Booster System. If the engine is not equipped with an Efficiency-Booster System, add 0.4 kg/kWh to the data in table 7.1.

**Example:** 7RTA52U without Efficiency-Booster System  
CMCR specified

Rx: Power: 7972 kW - 73 %, Speed: 118 rpm - 87.4%

### ESTIMATION OF BSEF FOR CMCR

Draw into Fig. 7.11. point Rx at 73 per cent power and 87.4 per cent speed. In our example Rx corresponds to Rx1. Then draw a line from Rx1 in between the guide lines to the border R1-R2 of the layout field and then horizontally over to the scale on the right. The BSEF position is 7.9.

Now go into table 1 and read the BSEF in the column titled 'BSEF at CMCR (Rx)' at the right of the column of the BSEF position, this column provides the BSEF data for CMCR (Rx) or 100 per cent load and with Efficiency-Booster System. Points in between may be linearly interpolated as shown below. Add 0.4 kg/kWh if the engine is not equipped with an EBS:

$$\text{BSEF position (Rx1)} = 7.9$$

$$\text{BSEF at BSEF position 7} = 7.80 \text{ kg/kWh}$$

$$\text{BSEF at BSEF position 8} = 7.75 \text{ kg/kWh}$$

$$\text{BSEF at BSEF position 7.9:}$$

$$= (7.75 - 7.80) \cdot (7.9 - 7) + 7.80 + 0.4$$

$$= -0.045 + 7.80 + 0.4$$

$$\text{BSEF (Rx)} = \mathbf{8.20 \text{ kg/kWh (ISO condition)}}$$

#### ESTIMATION OF BSEF FOR 85 % PART LOAD

Go into the column for 85 % of Rx and read BSEF at the BSEF position.

For our example:

$$\text{BSEF position (Rx1)} = 7.9$$

$$\text{BSEF at BSEF position 7} = 8.17 \text{ kg/kWh}$$

$$\text{BSEF at BSEF position 8} = 8.12 \text{ kg/kWh}$$

$$\text{BSEF at BSEF position 7.9:}$$

$$= (8.12 - 8.17) \cdot (7.9 - 7) + 8.17 + 0.4$$

$$= -0.045 + 8.17 + 0.4$$

$$\text{BSEF (85 \% Rx)} = \mathbf{8.53 \text{ kg/kWh (ISO condition)}}$$

For tropical condition subtract 0.4 kg/kWh from the calculated values.

The estimated brake specific exhaust gas flows are within a tolerance of  $\pm 5$  per cent.

An increase of BSEF by 5 per cent corresponds to a decrease of the tEaT by 15 °C.

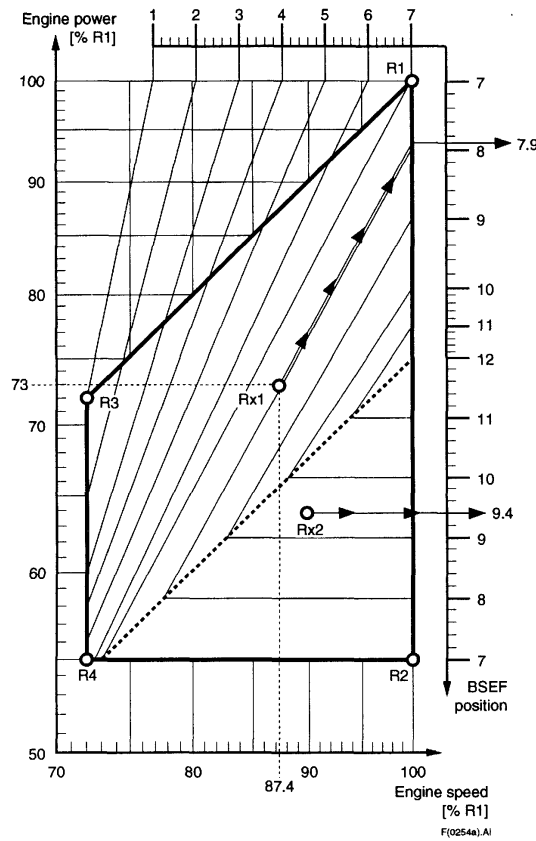


Fig. 7.11. Estimation of BSEF

Table 7.1. Estimation of BSEF

Brake specific exhaust gas flow for engines with Efficiency-Booster System in kg/kWh											
BSEF position	BSEF at CMCR (Rx)	Brake specific exhaust gas flow under ISO condition at partial power in % of Rx									
		95	90	85	80	75	70	65	60	55	50
1	8.10	8.21	8.34	8.47	8.62	8.78	8.96	9.16	9.38	9.61	9.87
2	8.05	8.16	8.29	8.42	8.57	8.73	8.91	9.11	9.33	9.56	9.82
3	8.00	8.11	8.24	8.37	8.52	8.68	8.86	9.06	9.28	9.51	9.77
4	7.95	8.06	8.19	8.32	8.47	8.63	8.81	9.01	9.23	9.46	9.72
5	7.90	8.01	8.14	8.27	8.42	8.58	8.76	8.96	9.18	9.41	9.67
6	7.85	7.96	8.09	8.22	8.37	8.53	8.71	8.91	9.13	9.36	9.62
7	7.80	7.91	8.04	8.17	8.32	8.48	8.66	8.86	9.08	9.31	9.57
8	7.75	7.86	7.99	8.12	8.27	8.43	8.61	8.81	9.03	9.26	9.52
9	7.70	7.81	7.94	8.07	8.22	8.38	8.56	8.76	8.98	9.21	9.47
10	7.65	7.76	7.89	8.02	8.17	8.33	8.51	8.71	8.93	9.16	9.42
11	7.60	7.71	7.84	7.97	8.12	8.28	8.46	8.66	8.88	9.11	9.37
12	7.55	7.66	7.79	7.92	8.07	8.23	8.41	8.61	8.83	9.06	9.32

**For engines without Efficiency-Booster System: add 0.4 kg/kWh**  
**For tropical conditions: subtract 0.4 kg/kWh**

## 7.2. ESTIMATING TEMPERATURE OF EXHAUST GAS AFTER TURBOCHARGER (TEAT)

Consult Fig. 2 'Estimation of tEaT' and tables 2 and 3 'Estimation of tEaT'. Draw the rating point Rx into the layout field as shown in Fig. 2. The layout field is divided into two parts by a broken line. All Rx points located in the upper part find their corresponding 'tEaT position' at the horizontal scale above the layout field and Rx points located in the lower part find their corresponding tEaT position at the vertical scale on the right side of the layout field.

Once tEaT position has been found, tables 2 and 3 allows the exhaust gas temperatures after turbocharger for CMCR as well as for part load to be determined.

Example: 7RTA52U without Efficiency-Booster System

CMCR specified

Rx: Power: 7972 kW - 73 %, Speed: 118 rpm - 87.4 %

### IV. Estimation of tEaT for CMCR

Draw into Fig. 2 point Rx at 73 per cent power and 87.4 per cent speed. In our example Rx corresponds to Rx1. Since Rx1 is above the broken line, draw from Rx1 a vertical line to the scale above the layout field and read the tEaT position.

For our example the tEaT position is 4.4. Now go into table 3 and find the proper tEaT for the tEaT position 4.4 by linear interpolation as follows:

tEaT position (Rx1 ): 4.4

tEaT at tEaT position 4 = 263

tEaT at tEaT position 5 = 267

tEaT at tEaT position 4.4:

$$= (267 - 263) \cdot (4.4 - 4) + 263$$

$$= 1.6 + 263$$

### tEaT (Rx) .- 265 °C (ISO condition)

### V. Estimation of tEaT for 85 % part load

Go into the column for 85 per cent of Rx and read tEaT at the tEaT position. For our example:

tEaT position: 4.4 = X

tEaT at tEaT position 4 = 259

tEaT at tEaT position 5 = 263

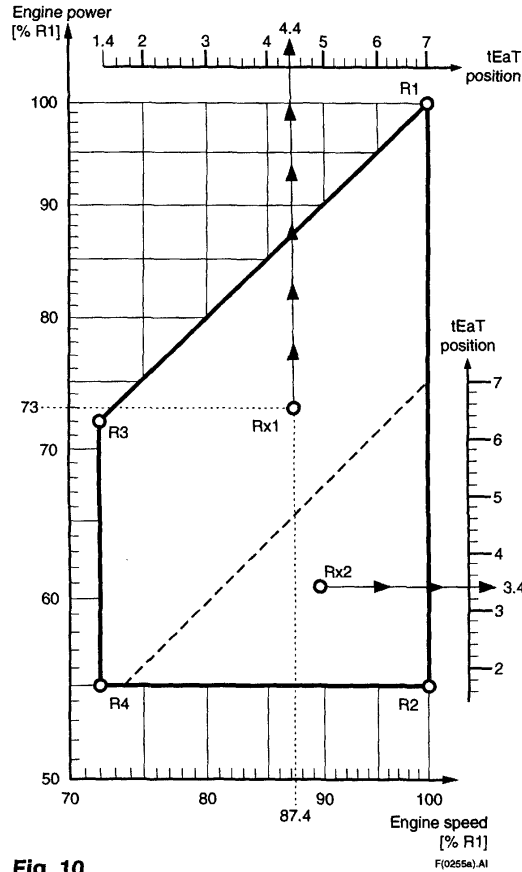
$$X = (263 - 259) \cdot (4.4 - 4) + 259$$

$$= 1.6 + 259$$

### tEaT (85% Rx) -- 261 °C (ISO condition)

Please take notice of the following:

- The data in tables 3 and 4 are based on ISO condition, for tropical conditions add 30 °C to the calculated values.
- Consider that the tolerance of the calculated values is  $\pm 15$  °C and that the exhaust gas temperature is very sensitive to the exhaust gas flow which in turn is influenced by the air inlet and exhaust stack pressure drops.
- For tropical conditions add 30 °C to your calculated values.
- The estimated temperatures after turbocharger are within a tolerance of  $\pm 15$  °C.
- An increase of tEaT by 15 °C corresponds to a decrease in BSEF of 5 per cent.



**Fig. 10**  
Estimation of tEaT

Fig. 7.12. Estimation of tEaT

Table 7.2. Estimation of tEaT

<b>Exhaust gas temperature after turbocharger (tEaT) for engines with or without Efficiency-Booster System and CMCR specification [°C]</b>											
tEaT position	tEaT at CMCR (Rx)	tEaT under ISO condition at partial power in % of Rx									
		95	90	85	80	75	70	65	60	55	50
1.4	253	251	250	249	248	249	250	252	256	260	263
2	255	253	252	251	250	251	252	254	258	262	265
3	259	257	256	255	254	255	256	258	262	266	269
4	263	261	260	259	258	259	260	262	266	270	273
5	267	265	264	263	262	263	264	266	270	274	277
6	271	269	268	267	266	267	268	270	274	278	281
7	275	273	272	271	270	271	272	274	278	282	285

Table 7.3. Estimation of tEaT

Exhaust gas temperature after turbocharger (tEaT) for engines with or without Efficiency-Booster System and EOP specification [°C]											
tEaT position	tEaT at CMCR (Rx)	tEaT under ISO condition at partial power in % of Rx									
		95	90	85	80	75	70	65	60	55	50
1.4	255	254	252	250	249	249	250	252	255	258	260
2	257	256	254	252	251	251	252	254	257	260	262
3	261	260	258	256	255	255	256	258	261	264	266
4	265	264	262	260	259	259	260	262	265	268	270
5	269	268	266	264	263	263	264	266	269	272	274
6	273	272	270	268	267	267	268	270	273	276	278
7	277	276	274	272	271	271	272	274	277	280	282

### 7.3. ESTIMATION OF EXHAUST GAS DENSITY AND PIPE DIAMETERS

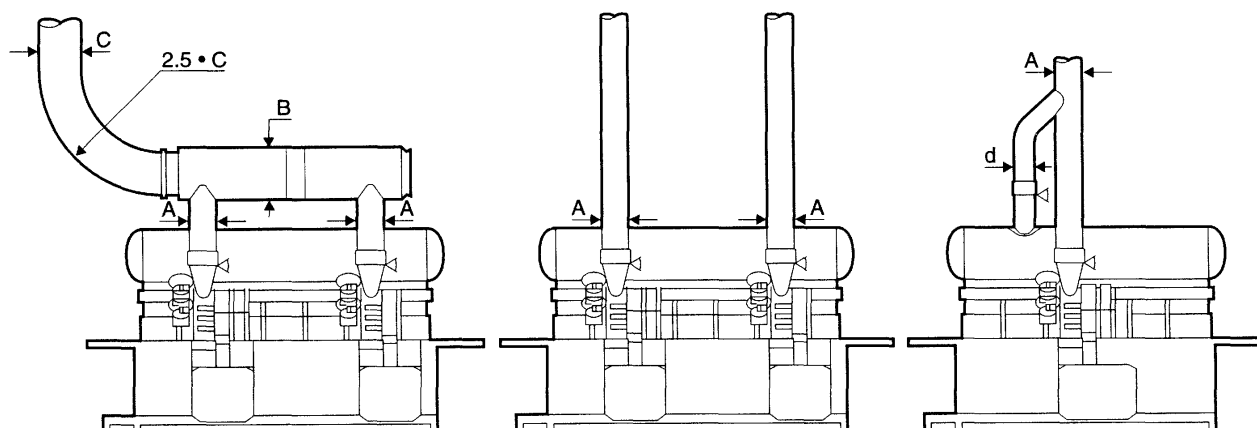


Fig. 7.13. Recommended exhaust pipe diameters

Calculation of exhaust pipe diameters  $d_A$ ,  $d_B$ , and  $d_C$ ,

- 1) Exhaust gas mass flow (acc. to page 85):

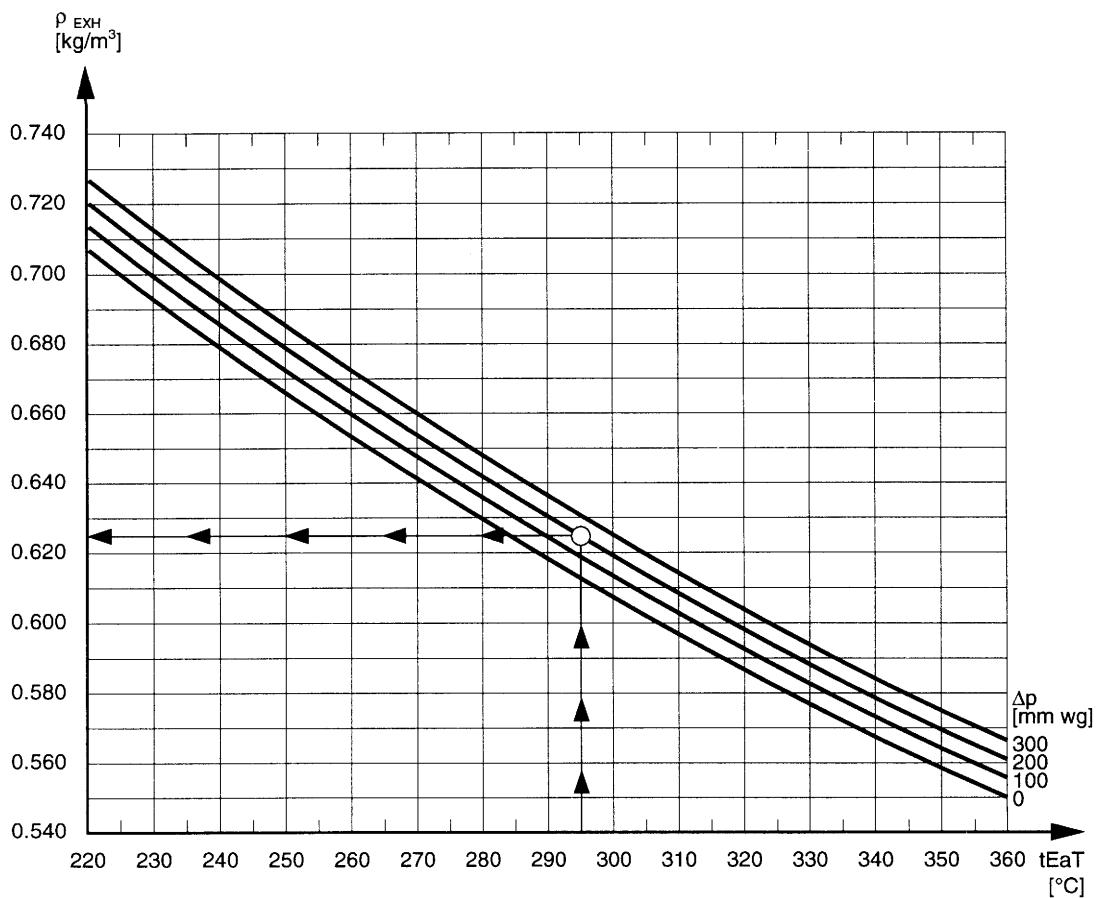
$$q_m = (7.75 - 0.4) \cdot 11\,344 = 83\,380 \text{ kg/h}$$

- 2) Exhaust gas temperature (acc. to page 87):

$$t_{\text{EaT}} = 265 + 30 = 295 \text{ }^\circ\text{C}$$

- 3) Exhaust gas density (assumed back pressure on turbine outlet  $\Delta p = 200 \text{ mmWG}$ )

$$\rho_{\text{EXH}} = P / (RT) = 0.625 \text{ kg/m}^3$$



Estimation of exhaust gas density

- 4) Number of turbochargers (acc. to page 97):

$$n_{\text{TC}} = 2$$

- 5) Exhaust gas volume flow:

$$q_{vA} = \frac{q_m}{\rho_{\text{EXH}} \cdot n_{\text{TC}}} = 66\,700 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$q_{vB} = q_{vC} = \frac{q_m}{\rho_{\text{EXH}}} = 133\,410 \text{ m}^3/\text{h}$$



## 6) Exhaust pipe diameters

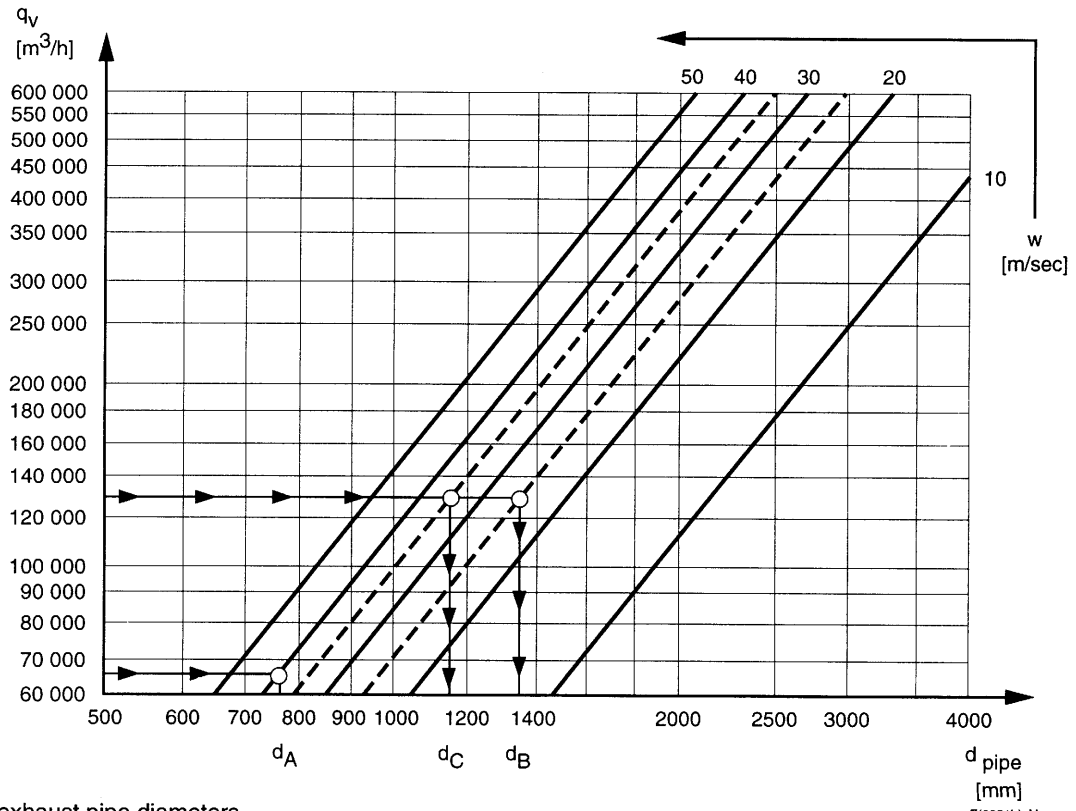
recommended gas velocities are:

- pipe A:  $w_A = 40 \text{ m/s}$
- pipe B:  $w_B = 25 \text{ m/s}$
- pipe C:  $w_C = 35 \text{ m/s}$

$$d_A = 770 \text{ mm}$$

$$d_B = 1370 \text{ mm}$$

$$d_C = 1160 \text{ mm}$$



Estimation of exhaust pipe diameters

or calculated: 
$$d_{\text{pipe}} = 18.81 \sqrt{\frac{q_v}{w_{\text{pipe}}}}$$

select the calculated or next larger diameter available:

$$d_A = 770 \text{ mm} = \text{DN } 800$$

$$d_B = 1370 \text{ mm} = \text{DN } 1400$$

$$d_C = 1160 \text{ mm} = \text{DN } 1200$$

**Check the back pressure drop of the whole exhaust gas system (not to exceed 300 mmWG)**

## 7.4. EXHAUST GAS SYSTEM FOR MAN AND B&W ENGINES

As the flow resistance in the exhaust system has a very large influence on the fuel consumption and the thermal load of the engine, the **total resistance** of the exhaust gas system must not exceed **30 mbar**.

The pipe diameter to be selected depends on:

- engine output,
- exhaust gas volume,
- length and arrangement of the piping,
- number of bends - sharp bends result in very high flow resistance and should therefore be avoided. If necessary, pipe bends must be provided with cascades.

The **exhaust gas velocity** through the pipe must not exceed **40 m/sec**.

### Installation

When installing the exhaust system the following points must be observed:

- the exhaust pipes of two or more engines must not be joined.
- the exhaust pipes must be able to expand. The expansion joints to be provided for this purpose are to be mounted between fixed-point pipe supports installed in suitable positions. One sturdy fixed-point support must be provided for the expansion joint on the turbocharger. It should be positioned, if possible, immediately above the expansion joint in order to prevent the transmission of forces, resulting from the weight, thermal expansion or lateral displacement of the exhaust piping, to the turbocharger.
- the exhaust piping should be elastically hung or supported by means of dampeners in order to keep the transmission of sound to other parts of the ship at a minimum.
- the exhaust piping is to be provided with water drains, which are to be kept constantly opened for draining the condensation water or possible leak water from wasteheat boilers.

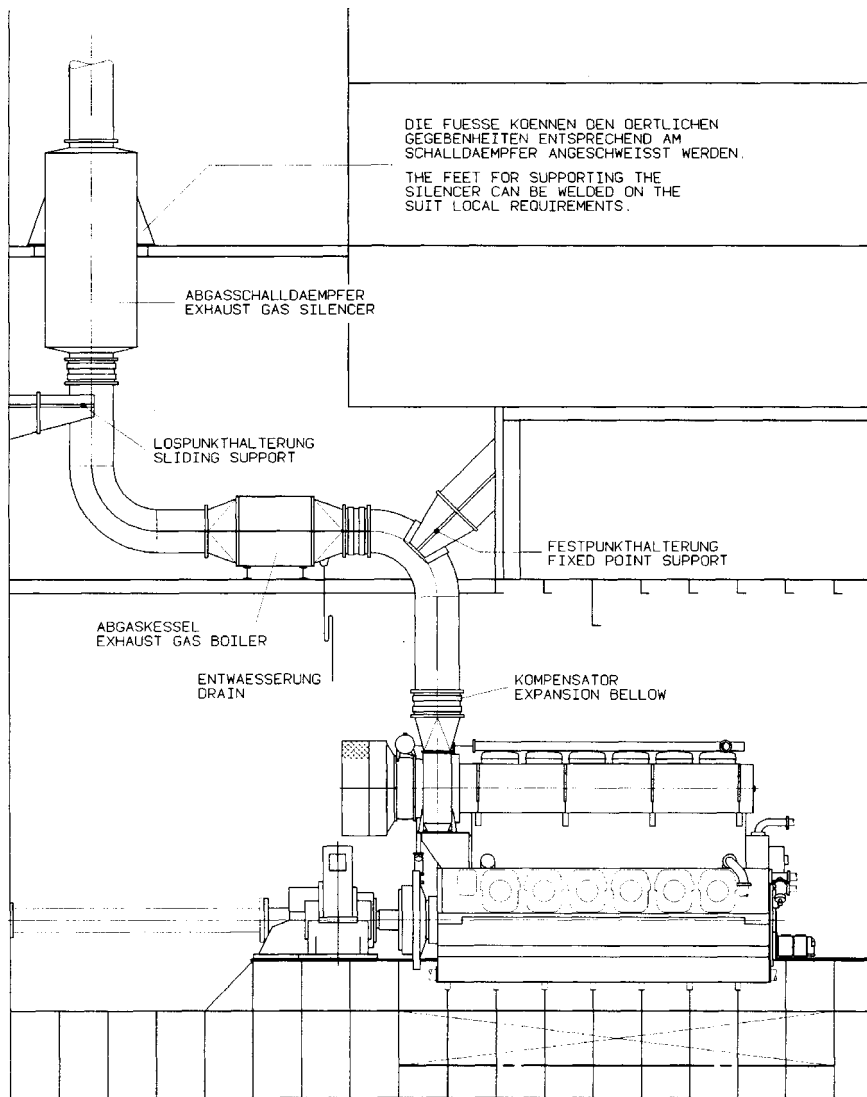


Fig. 7.14. Exhaust pipe layout

## INSTALLATION

The silencer operates on the absorption principle, which means that it is effective in a wide frequency-band. The flow path, which runs through the silencer in a straight line, ensures optimum noise reduction with minimum flow resistance.

If possible, the silencer should be installed towards the end of the exhaust line; the exact position can be adapted to the space available (from vertical to horizontal). In case of silencer with spark traps care must be taken that the cleaning ports are accessible.

## INSULATION

To avoid temperatures below the dew point the silencer should be sufficiently insulated, particularly in the case of heavy-oil operation. Also to avoid temperatures below the dew point, the exhaust gas piping up to the outside, including boiler and silencer, should be insulated to avoid intensified corrosion and soot deposits on the interior surface of the exhaust gas pipe.

In case of fast load changes the deposits can reach the outside together with the exhaust gas stream in form of soot flakes. The rectangular flange connection on the turbocharger outlet, as well

as the round flange adjacent to the adaptor, are likewise to be covered with insulating collars, for reasons of safety.

Insulation and covering of the compensator may not restrict its freedom of movement. The relevant provisions concerning accident prevention and those of the classification societies are to be consistently observed.

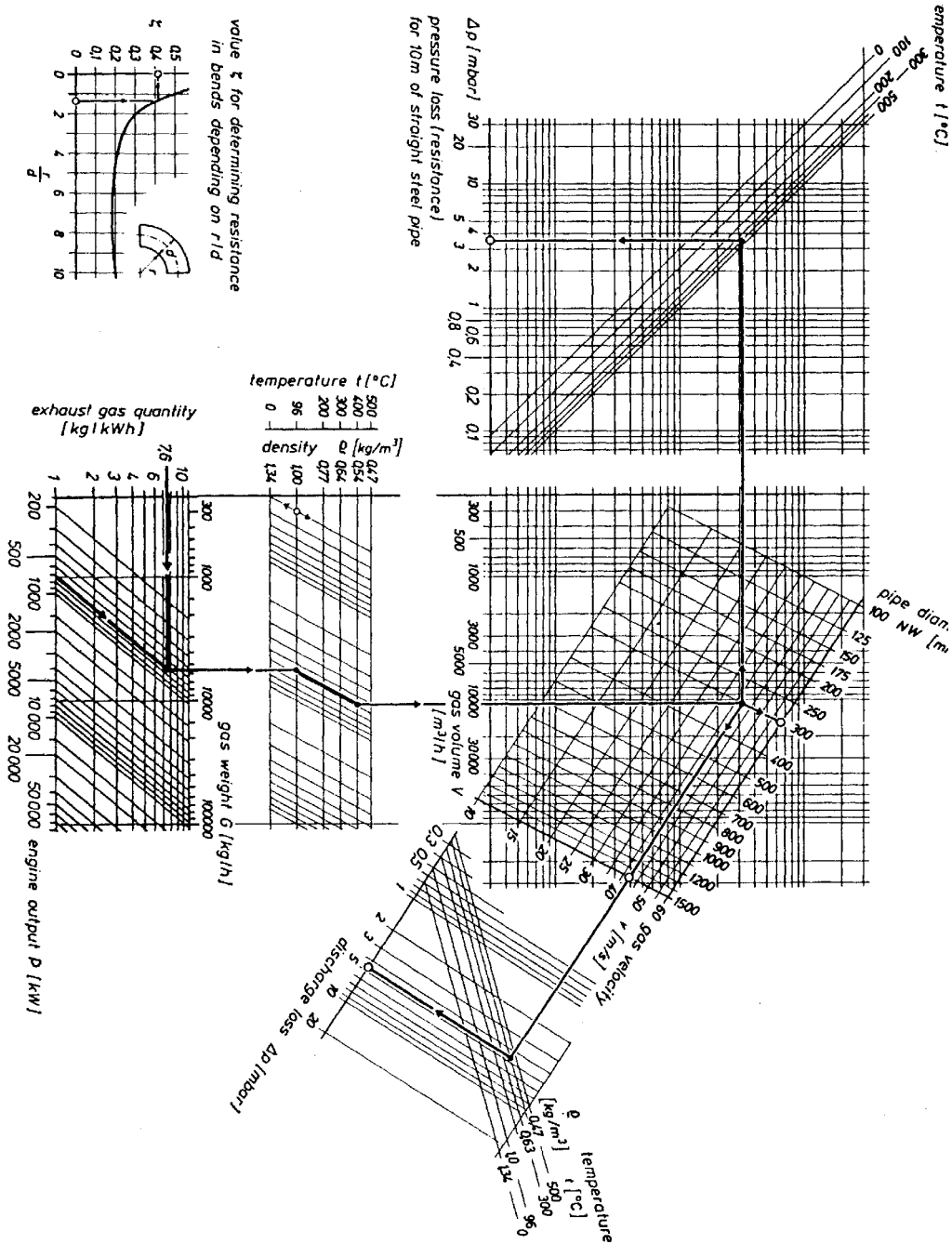


Fig. 7.15. Flow resistance diagrams

- engine rating = 735 kW
- exhaust gas quantity = 7.6 kg/kWh
- exhaust gas temperature = 400°C (under full-load conditions)
- ambient air conditions = 20°C, 980 mbar
- density of air = 1.163 kg/m<sup>3</sup>
- straight runs of pipe – horizontal = 12 m (L<sub>H</sub>)
- vertical = 8 m (L<sub>V</sub>)
- three 90° pipe bends (with r/d=1.3)

1 two chamber resonance silencer

total pressure loss across exhaust gas system (static and dynamic) = flow resistance in pipes and in silencer + outlet losses - up-draft

density of exhaust gases -  $\rho_A$  = 0.54 kg/m<sup>3</sup>

exhaust gas volume = 10200 m<sup>3</sup>/h

with a pipe diameter of 300 mm this gives:

exhaust gas velocity = 42 m/sec

resistance per 10 m of straight run of pipe (at 400°C) = 3.6 mbar

outlet loss (at 400°C) = 4.7 mbar

$$\rho_A \cdot \frac{V^2}{2} \cdot 10^{-2}$$

$\xi$  - value for pipe bend (at  $r/d=1.3$ ) = 0.41

$$\xi \cdot \rho_A \cdot \frac{V^2}{2} \cdot 10^{-2}$$

resistance of a 90° pipe bend (0.41 x 46) = 1.9 mbar

up-draught in vertical pipe =  $8(1.163 \div 0.54) = 0.5$  mbar

the total pressure loss in the system is:

straight runs of pipe (12 + 8 = 20m) = 2 x 3.6 = 7.2 mbar

3 pipe bends of 1.9 mbar each = 5.7 mbar

two chamber silencer - 35 dB(A) = 4.7 mbar (without spark trap)

outlet loss = 4.7 mbar

lift = 0.5 mbar

total = **21.8 mbar**

The exhaust system is correctly designed since the permissible total resistance of 25 mbar is not exceeded

## 7.5. EXHAUST GAS EMISSION CONTROL

The emission from the marine and stationary diesel engines is being quantified, and rules are being prepared. Key items are the emission of soot particles, SO<sub>x</sub> and NO<sub>x</sub> (oxides of sulphur and nitrogen).

The low speed diesel engine generally has a very clean combustion, meeting the soot and particle emission limits but, as a consequence of its high thermal efficiency, the emission of NO<sub>x</sub> is comparatively high. SO<sub>x</sub> control will normally be effectuated by limiting the sulphur content of the fuel. NO<sub>x</sub> control will, dependent on the possible limits, require some additional equipment. Although water emulsification of fuel oil will reduce NO<sub>x</sub> by up to 30%, equipment to control the emission of NO<sub>x</sub> by means of a technique using Selective Catalytic Reduction (SCR) by ammonia developed. Figure shows the general layout of the system.

Such equipment makes it possible to comply with virtually potential legislative NO<sub>x</sub> emission limits. On account of the still relatively few vessels in service with the SCR equipment, such projects are handled case by case.

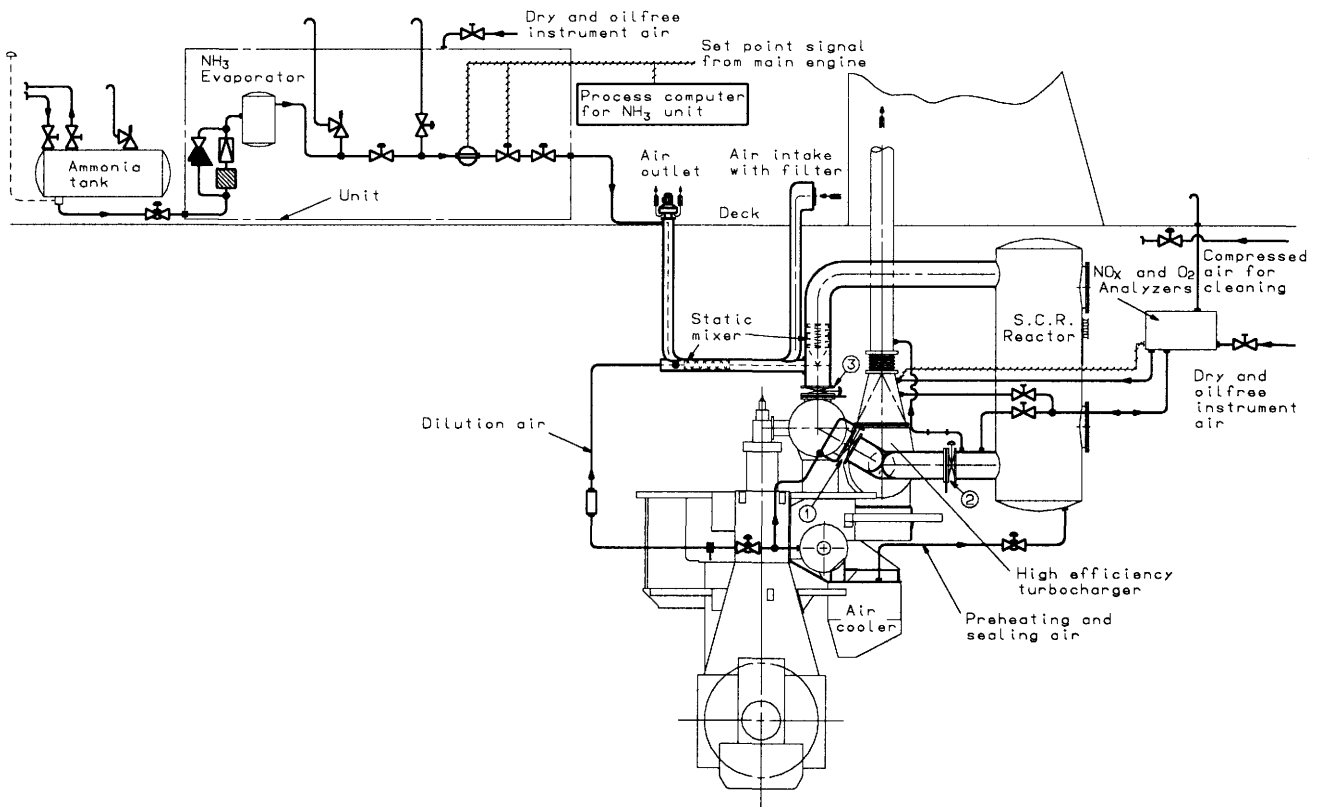


Fig. 7.16. Equipment to control the emission of NO<sub>x</sub> by means of a technique using Selective Catalytic Reduction (SCR) by ammonia developed.

## 8. INSTALACJE OGÓLNOOKRĘTOWE

Spośród wymienionych uprzednio instalacji okrętowych dodatkowo w siłowniach zainstalowane są urządzenia instalacji ogólnie okrętowych takich jak:

- Zęzowa,
- Balastowa,
- Przeciwpożarowa - wodna

### 8.1. INSTALACJA ZĘZOWA

Instalacja zęzowa jest często w starszych rozwiązaniach powiązana funkcjonalnie z balastową. Pompy i ważniejsze urządzenia tych instalacji oraz ich obsługa mieszczą się w siłowni statku. Powiązane są one funkcjonalnie z instalacjami siłownianymi wody zaburtowej, a niektóre są ich pompami awaryjnymi. Pobierają też liczące się ilości energii - przeważnie elektrycznej.

Zadaniem instalacji zęzowej jest zapewnienie możliwości skutecznego usuwania wody i ścieków z wszystkich przedziałów wodoszczelnych statku, zaś instalacji balastowej - napełnianie lub opróżnianie zbiorników balastowych. Oba te zadania mogą spełniać te same pompy, więc też obie instalacje przedstawiane są przeważnie jako wspólna instalacja zęzowo-balastowa. Jednakże te dwie instalacje muszą być konstrukcyjnie oddzielone od siebie, gdyż ewentualność przedostania się wody z instalacji balastowej (wody zaburtowej) do instalacji zęzowej, gdzie otwarte są zakończenia rurociągów w poszczególnych przedziałach wodoszczelnych, grozi zalaniem tych przedziałów.

Przepisy towarzystw klasyfikacyjnych szczegółowo określają wydajności pomp, ich liczbę, średnice rurociągów i stosowaną armaturę instalacji zęzowych, przede wszystkim zależnie od wielkości statku. Wymagania przepisów, zależnie od typu statku (jego przeznaczenia) mogą nieco się różnić. Przedstawione zasady doboru dotyczyć typowych statków towarowych przewożących ładunki suche. W przypadku statków pasażerskich, pogłębiarek, zbiornikowców czy innych statków specjalnych, uzyskane wartości obliczeniowe mogą być nieco inne.

Średnica magistrali zęzowej i dobór pompy zęzowej

Stosownie do wymagań przepisów, średnica wewnętrzna magistrali zęzowej (główny rurociąg zęzowy w siłowni) i jej odgałęzień nie może być mniejsza od 49 mm i musi spełniać warunek:

$$D \geq 1,68\sqrt{L \cdot (B + H)} + 25\text{mm} \geq 49\text{mm}$$

Dla rurociągów zęzowych z przedziałów wodoszczelnych średnica wewnętrzna nie może być mniejsza od 49 mm i musi spełniać nierówność:

$$d \geq 2,15\sqrt{l \cdot (B + H)} + 25\text{mm} \geq 49\text{mm}$$

gdzie: L - długość statku [m]; B - szerokość statku [m]; H - wysokość boczna statku [m]; l - długość osuszane przedziału [m].

Wymaganą wydajność pompy zęzowej określa zależność:

$$\dot{V} \geq \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot w_{\min} \cdot 3,6 \cdot 10^{-3} \quad [\text{m}^3/\text{h}]$$

gdzie:  $w_{\min} = 2$  m/s - najmniejsza dopuszczalna prędkość przepływu wód zęzowych na ssaniu pompy.

Zgodnie z wymaganiami w siłowni muszą być dwie pompy zęzowe (główna i rezerwowa), każda o wydajności, co najmniej wynikającej ze wzoru. Jako pompa rezerwowa może być

stosowana pompa balastowa. Poza głównymi pompami zęzowymi, w siłowni przeważnie instalowana jest również niewielka pompa tłokowa lub śrubowa, zwana zęzową pompą resztkową. Jej wydajność jest stosunkowo nieduża, około 5-15% wydajności głównej pompy zęzowej.

Przedstawione wyżej wzory mają charakter obliczeń wstępnych. Dodatkowo prowadzi się obliczenia oporów przepływu w rurociągach i sporządza ich charakterystykę w układzie „wielkość oporów - natężenie przepływu”, nanosząc tam także charakterystykę dobranej pompy. To pozwoli określić punkt, w którym przetną się te charakterystyki (charakterystyka rurociągu z charakterystyką pompy). Punkt ten, zwany punktem pracy instalacji, wyznacza wydajność pompy i konieczną wysokość jej podnoszenia. Dla tego punktu praca pompy powinna być bezkawitacyjna.

## SEPARATOR ZĘZOWY

Dobór separatora zęzowego (odolejacza) na ogół dokonywany jest przez porównanie z wielkością separatorów siłowni podobnych statków podobnej wielkości. Przy założeniu prawidłowej konstrukcji i prawidłowej eksploatacji części oczyszczającej instalacji zęzowej, powinna wynosić:

- dla statków do 1000 RT - ok. 0,5 m<sup>3</sup>/h,
- dla statków 1000-10000 RT - ok. 0,5-3 m<sup>3</sup>/h,
- dla statków powyżej 10000 RT - ok. 3-5 m<sup>3</sup>/h.

## NIEKTÓRE WYMAGANIA PRZEPISÓW I INNE UWAGI ODNOŚNIE DO INSTALACJI ZĘZOWEJ

Instalację zęzową muszą obsługiwać, co najmniej 2 pompy z tym, że jedna z nich może mieć także inne przeznaczenie. Pompy te powinny być tłokowe, a jeśli są odśrodkowe, to powinny mieć urządzenia gwarantujące ich zasysanie.

Na statkach pasażerskich powinny być co najmniej trzy pompy zęzowe.

Na jednostkach o długości poniżej 25 m, jedna z pomp zęzowych może mieć napęd od silnika głównego (tzw. pompa zawieszona), a na jednostkach o mocy napędu głównego do 300 KM dopuszcza się w ogóle tylko jedną pompę zęzową.

Pompa o największej wydajności, niezależnie od jej przeznaczenia, musi mieć możliwość awaryjnego osuszania siłowni.

Prędkość przepływu zezy na wlocie do pompy musi być nie mniejsza od 2 m/s.

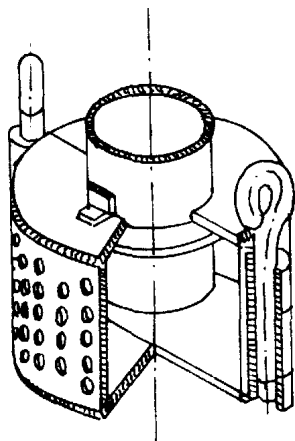
Rozwiązanie rurociągów zęzowych powinno umożliwiać osuszanie każdego z przedziałów statku, łącznie z przedziałem siłowni przez każdą z pomp zęzowych.

Rurociągi zęzowe są wykonywane z rur stalowych, ciągnionych, bez szwu, obustronnie ocynkowanych; połączenia kołnierzone. (Znacznie bardziej trwałe są rurociągi miedziane, które niekiedy bywają stosowane).

Armatura instalacji (zawory, kurki, skrzynki, osadniki itp.) jest żeliwna, a gniazda i grzybki z brązu.

W ładowniach (poza siłownią) prowadzone są rurociągi zęzowe możliwie najniżej, przy burtach (w rejonie obłowym), kończące się otwartymi końcówkami. W celu zapobieżenia możliwości zapchania się rurociągów zęzowych, na końcówkach ich (w siłowni także), montowane są tzw. kosze ssące, łatwe w swej konstrukcji do oczyszczania pokazane na rysunku.



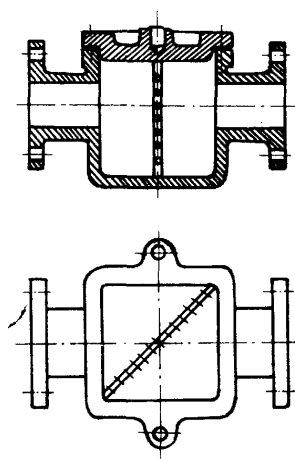


Rys. 8.1. Kosz ssący instalacji zęzowej

Otwory w tych koszach muszą mieć średnicę, co najmniej 10 mm. Łączna powierzchnia dla przepływu cieczy musi być co najmniej trzykrotnie większa od powierzchni przekroju rury ssącej, a poza tym musi istnieć możliwość otwierania ich dla ewentualnego oczyszczenia końcówki rury.

Z każdej ładowni, przy prawej i lewej burcie, rurociągi te doprowadzone są do zaworów zgrupowanych w tzw. skrzynkach zaworowych w siłowni. Brudna zęzowa woda do zaworów tych musi dopływać od dołu (pod grzybki), a zawory obowiązkowo muszą być zwrotno-odcinające, aby w razie przypadkowego ich otwarcia nie spowodować przelewania się zęz z jednego przedziału wodoszczelnego do innego.

Do skrzynek tych są także połączone rurociągi zęzowe z siłowni, których kosze ssące umiejscowione są przy grodziach po obu burtach (razem cztery kosze ssące). Zasadą jest, że wszystkie skrzynki zaworowe instalacji zęzowej połączone są do wspólnego rurociągu w siłowni zwaną magistralą zęzową. Ponieważ w siłowni istnieje większe prawdopodobieństwo zanieczyszczenia zęzy, między koszami ssącymi a skrzynką zaworową wymagany jest osadnik będący właściwie zgrubnym filtrem (przedstawiony na rysunku).



Rys. 8.2 Osadnik zęzowy (przekrój wzdłużny i widok z góry - po zdjęciu pokrywy)

Wymagane są także podobne osadniki na odlocie zęzy z każdej skrzynki zaworowej w siłowni, to znaczy między skrzynkami a magistralą zęzową w siłowni. Ma to zapobiegać przedostawaniu się rozmaitych większych nieczystości (szmat, papierów, drewna, itp.) do pomp obsługujących instalację.

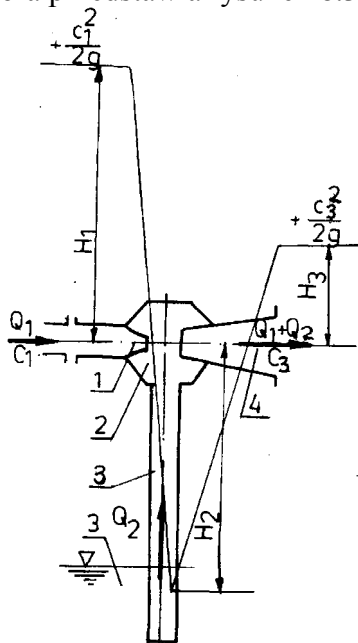
Jak powiedziano pompy obsługujące instalację zęzową muszą być co najmniej dwie. Jedna z nich, przeznaczona głównie dla tego celu, nazywa się zęzową. Jako rezerwowa stosowana jest przeważnie pompa balastowa. Powinny to być pompy o dużej zdolności samozasysania. Dawniej były stosowane wyłącznie pompy tłokowe.

Obecnie są to przeważnie pompy wirnikowe samozasysające - wyposażone w dodatkowe urządzenia do samozasysania. Towarzystwa klasyfikacyjne, wymagają, aby poza tym pompa zęzowa miała także możliwość bezpośredniego osuszania siłowni, przy czym powinna istnieć możliwość osuszania bezpośredniego siłowni równoległe z osuszaniem inną pompą zęz z siłowni. We wszystkich pompach obsługujących instalację zęzową musi być spełniony warunek, że w razie zasysania zęzy odlot jest kierowany jednoznacznie „za burtę”.

W nowo budowanych statkach i okrętach instalacje zęzowe są zwykle zautomatyzowane. W przypadku podniesienia się wody (zęzy) w przedziale wodoszczelnym, przy określonym jej poziomie odpowiedni czujnik (pływakowy, pneumatyczny lub elektryczny) uruchamia w siłowni odpowiedni zawór zwrotno-odcinający (danego przedziału wodoszczelnego), jednocześnie samoczynnie uruchamia pompę zęzową.

Niezależnie od podanych wyżej możliwości usuwania wody i zęzy z przedziałów wodoszczelnych statku, na wypadek awaryjnego zalania siłowni, musi być przewidziana możliwość usuwania dużych ilości wody w krótkim czasie. W tym celu do ssania pompy o największej wydajności w siłowni (niezależnie od jej przeznaczenia), powinno być dołączone tzw. awaryjne osuszanie siłowni, a średnica tego odgałęzienia nie może być mniejsza od  $\frac{2}{3}$  średnicy króćca ssącego tej pompy. Na odgałęzieniu tym - poza zaworem zwrotno-odcinającym nie może być żadnej innej armatury, tzn. jest bez kosza ssącego i bez osadnika. Otwarty koniec tego rurociągu kończy się nieco wyżej niż inne pobory (końcówki) instalacji zęzowej, tak aby w normalnych sytuacjach eksploatacyjnych znajdował się powyżej poziomu zęzy i tym samym wykluczał możliwość ewentualnego zanieczyszczenia instalacji i urządzeń obsługiwanych przez tę pompę (np. chłodnice, skraplacz) wskutek nieumyślnego przełączenia jej ssania na zęzę.

Poza tym na niektórych statkach dla celów awaryjnego usuwania wody z przedziałów wodoszczelnych wykorzystuje się wodę instalacji przeciwpożarowej, która przepływając przez gabarytowo niewielkie eżektory wytwarza próżnię, zasysa wodę zęzową i wypompowuje ją za burtę. Eżektory są stałe lub przenośne, a ich wydajność wynosi zazwyczaj od 20 do 100 t/h. Podobne rozwiązania stosowane są niekiedy na niedużych statkach pasażerskich. Schemat takiego eżektora przedstawia rysunek 8.3.



Rys. 8.3. Schemat eżektora zęzowego (wodnej pompy strumieniowej): 1 - dysza robocza (czynnik roboczy - woda instalacji przeciwpożarowej); 2 - komora zasysania i mieszania; 3 - woda zęzy; 4 - dyfuzor.

## 8.2. INSTALACJA BALASTOWA

W celu wyrównywania przegłębień i przechyłów statku, czy też zwiększania jego zanurzenia, gdy jest bez ładunku, trzeba zapelniać bądź opróżniać okrętowe zbiorniki denne, bądź też zbiorniki skrajnika dziobowego i rufowego.

Odgałęzienia do poszczególnych zbiorników balastowych prowadzone są w podwójnym dnie statku (poprzez otwory ulżeniowe w dennikach) i dopiero w siłowni wyprowadzane są ponad dno do skrzynek zaworowych (zawory odcinające). Te same rurociągi służą do zapelniania zbiorników balastowych, jak i do ich opróżniania. Końcówki są w postaci rozszerzających się (odwróconych) lejków, co daje możliwość większej średnicy u wylotu i tym samym przybliżenia ich do dna zbiornika - a więc dokładniejszego opróżniania. Końcówki rurociągów w zbiornikach są otwarte, a cała obsługa instalacji odbywa się w siłowni.

Zbiorniki balastowe denne zalewane są wodą morską zwykle bez udziału pomp. Pompy balastowe pełnią więc głównie zadanie opróżniania zbiorników balastowych. Tłoczą wodę jedynie do zbiorników sięgających ponad linię wodną, to znaczy do zbiorników skrajnika dziobowego i rufowego.

Wydajność pompy balastowej zależy od pojemności największego zbiornika balastowego. W przypadku stosowania podziału balastów na zbyt małe zbiorniki, wypadają małe średnice rurociągów i mała wydajność pompy balastowej. W praktyce przyjmuje się taką wydajność pompy balastowej, by opróżnić wszystkie zbiorniki najwyżej w ciągu 4÷6 godzin.

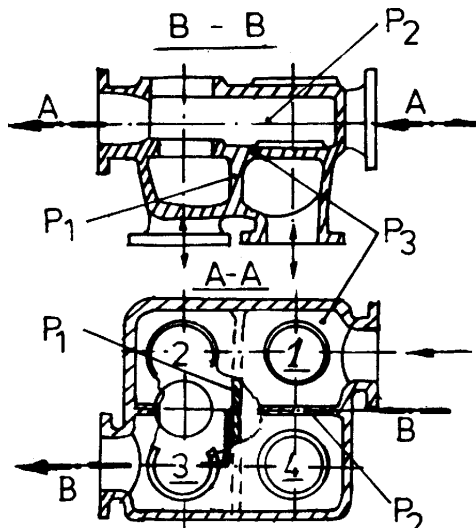
Na dużych masowcach z siłownią na rufie, gdzie masa balastu stanowi do 40% ładowności statku, czas ten jest większy, do 10÷-12 godzin. Wysokość podnoszenia pompy - jeśli służy tylko do celów balastowych i żęzowych, około 20÷30 m<sub>st.w.</sub>

Natomiast, jeśli ma być wykorzystywana również do awaryjnego chłodzenia silników głównych, jako pompa przeciwpożarowa czy ogólnego użytku, jej wysokość podnoszenia może wynosić wtedy 60-90 m<sub>st.w.</sub> - jest kilkakrotnie większa niż wynika to z potrzeby wyrzucenia wody balastowej za burtę.

Jako rezerwowa pompa balastowa może być używana pompa żęzowa. Jeśli w zbiornikach balastowych nie przewiduje się przewożenia paliwa, wtedy jako rezerwowa może być stosowana pompa wody chłodzącej zaburtowej, ewentualnie pompa ogólnego użytku, czy też pompa przeciwpożarowa.

Jeśli skrajnik dziobowy jest wykorzystywany jako zbiornik balastowy, wówczas odgałęzienie rurociągu balastowego z niego musi być dodatkowo zaopatrzone w zawór odcinający sterowany z pokładu, zamontowany bezpośrednio na grodzi zderzeniowej od strony skrajnika.

W przypadku zbiorników balastowych skrajników dziobowego i rufowego może zachodzić potrzeba przepompowywania wody z jednego do drugiego w celu wytrzymywania statku, ewentualnie równoczesne zalewanie grawitacyjne wodą zaburtową jednego z nich, gdy drugi w tym czasie będzie opróżniany, tzn. woda będzie z niego wypompowywana. Umożliwia to skrzynka zaworowa ssąco-tłocząca, w tym przypadku dla dwóch zbiorników wystarczy czterozaworowa.



Rys. 8.4. Skrzynka czterozaworowa ssąco-tłocząca

W przypadku, gdyby tak obsługiwanych zbiorników miało być więcej, konieczna jest skrzynka ssąco-tłocząca o większej liczbie par zaworów. Skrzynka czterozaworowa rozdziela rurociąg łączący skrajnik dziobowy z rufowym na część dziobową i rufową. Bywa, że na magistrali balastowej w siłowni także jest montowana wielozaworowa skrzynka ssąco-tłocząca, co umożliwia równoczesne opróżnianie jednych zbiorników balastowych i napełnianie innych.

Średnicę rurociągów (odgałęzień) do poszczególnych zbiorników balastowych według przepisów można wstępnie określać ze wzoru:

$$d \geq 18 \sqrt[3]{V} \quad [\text{mm}]$$

gdzie:  $d$  - średnica wewnętrzna odgałęzienia rurociągu balastowego [mm];  $V$  - objętość zbiornika balastowego [m<sup>3</sup>].

Średnica magistrali balastowej w siłowni (łączącej zbiorniki dziobowe i rufowe) oraz średnica dolotu do pompy balastowej nie może być mniejsza od średnicy rurociągu (odgałęzienia) największego zbiornika balastowego.

Wydajność pompy balastowej przyjmuje się taką, aby prędkość dopływu wody do pompy, to znaczy ewentualnie w odgałęzieniu do największego zbiornika, była nie mniejsza od 2 m/s.

$$\dot{V} \geq \frac{\pi d_{max}^2}{4} \cdot w_{min} \cdot 3,6 \cdot 10^{-3} \quad [\text{m}^3/\text{h}]$$

gdzie:  $w_{min} = 2$  m/s - najmniejsza dopuszczalna prędkość wody na ssaniu.

W siłowni wystarczy jedna pompa balastowa o wydajności wynikającej ze wzoru. Jeżeli pompa balastowa ma służyć jako rezerwowa pompa zęzowa, wtedy jej wydajność musi spełniać również warunek dotyczący instalacji zęzowej. Należy także określić rzeczywistą wydajność pompy po skojarzeniu jej charakterystyki z charakterystyką rurociągu i wyznaczeniu punktu ich przecięcia - punktu pracy instalacji.

Rurociągi balastowe wykonywane są z rur stalowych ciągnionych, bez szwu, obustronnie ocynkowane. Bywa, że są to rurociągi z rur żeliwnych wewnątrz asfaltowanych. Stosowane są też rury miedziane, a trwałość ich jest bardzo duża — nie korodują. Skrzynki zaworowe i zawory pojedyncze tej instalacji wykonywane są z żeliwa, a gniazda i grzybki z brązu.

Na małych i średnich statkach zasadą jest, że wszystkie instalacji zęzowej (zwrotno-odcinające) oraz zawory instalacji balastowej (odcinające) zgrupowane są w siłowni odpowiednio przy grodziach dziobowej i rufowej. W tej sytuacji obsługiwanie obu instalacji odbywa się w siłowni, a na rurociągach poza siłownią żadnych zaworów nie ma. Bywa, że część zaworów obsługi rufowych zbiorników balastowych znajduje się w tunelu linii wałów - dotyczy to siłowni na śródkręciu.

Na dużych statkach „masowcach” z siłownią na rufie, gdzie odległości do przedziałów i zbiorników dziobowych są duże, stosuje się magistralne rozwiązanie instalacji zęzowej, balastowej i ewentualnie transportowej paliwa. W dnie podwójnym, w tunelu umieszczone są wymienione magistrale i na nich, na wysokości poszczególnych ładowni oraz zbiorników zamontowane zawory (zdalnie lub automatycznie sterowane) i od nich rurociągi — o odpowiednio mniejszych średnicach.

Dawniej niekiedy, denne zbiorniki balastowe wykorzystywane były również jako zbiorniki zapasowe paliwa. Przeważnie były to zbiorniki znajdujące się pod siłownią, jako że w tego rodzaju zbiornikach nie mogą być prowadzone wewnątrz rurociągi balastowe. Wtedy zawory (skrzynki zaworowe) takich zbiorników muszą być połączone zarówno z instalacją i pompami balastowymi, jak z instalacją oraz pompami transportowymi, paliwa. Konstrukcja tego rodzaju zaworów musi gwarantować połączenie tych zbiorników każdorazowo tylko z jedną instalacją — odpowiadającą ich zawartości, przy równoczesnym zablokowaniu możliwości połączenia z drugą instalacją. Są to zazwyczaj dwa oddzielne zawory mające wspólny dolot, oddzielone od siebie przegrodą. Między sworzniami tych zaworów stosowana jest przesuwna blokada, która umożliwia otwieranie jednego z nich tylko wtedy, gdy drugi jest zamknięty.

### **8.3. INSTALACJA PRZECIW POŻAROWA WODNA**

Instalacja ta nazywana jest również wodno-hydrantową instalacją przeciw pożarową. Zadaniem jej jest przede wszystkim podawanie wody zaburtowej do hydrantów na statku w celu gaszenia pożaru. Poza tym zazwyczaj jest wykorzystywana do zasilania eżektorów zęzowych i odwadniających na statku, dostarcza wody do instalacji przeciw pożarowej pianowej.

Bywa, że dostarcza także wody dla celów bytowych na statku. Pompy tej instalacji mogą ewentualnie służyć jako balastowe, a przy odpowiednich rozwiązaniach konstrukcyjnych także jako zęzowe. Natomiast nie można ich wykorzystywać w żadnym wypadku do pompowania paliwa i oleju smarowego.

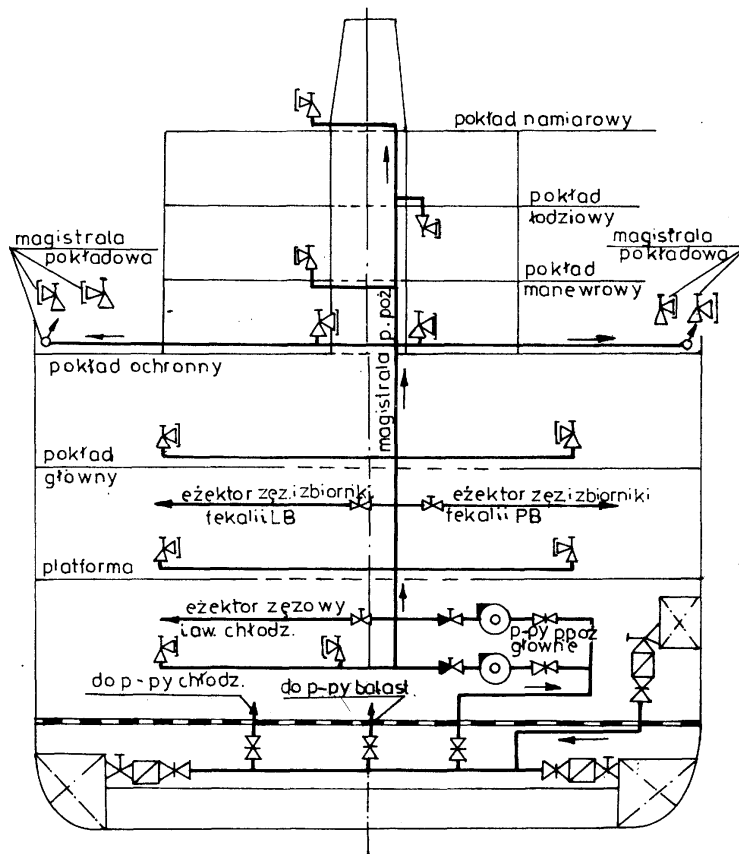
W odniesieniu do instalacji przeciw pożarowej wodnej przepisy towarzystw klasyfikacyjnych stawiają szereg wymagań, które muszą być spełnione, jeśli statek ma uzyskać prawo żeglugi. Przepisy te określają, że dla statków od 150 RT do 300 RT wyporności musi być zainstalowana co najmniej jedna pompa przeciw pożarowa, do 4000 RT konieczne są dwie, a powyżej 4000 RT trzy.

Ciśnienia minimalne podczas pracy instalacji przy zaworach hydrantowych odpowiednio powinny wynosić od 0,26 do 0,28 MPa. Ponadto jedna z pomp siłowni o innym przeznaczeniu musi mieć możliwość awaryjnego podawania wody do instalacji przeciw pożarowej. Przepisy określają również niezbędne wydajności pomp przeciw pożarowych i wysokości ich podnoszenia

Poza tym przepisy określają sposób zainstalowania pomp - poniżej linii wodnej, a dla siłowni dwuprzędziałowych - w różnych przedziałach. Określają również sposób ich napędu - niezależne źródło energii mechanicznej z tym, że dopuszczalny jest także napęd elektryczny i parowy - jeśli w każdych warunkach eksploatacyjnych będzie zapewnione zasilanie.

Na tłoczeniu pomp przeciw pożarowych wymagane są manometry, a także zawory przelewowe kierujące wodę z powrotem na ssanie - gdy ciśnienie w instalacji przekroczy o 10% nominalne ciśnienie robocze.

Wreszcie przepisy regulują średnice hydrantów i sposób ich rozmieszczenia na statku. Między innymi wymagany jest co najmniej jeden hydrant w siłowni, a w większej dwa. Uproszczony schemat instalacji przeciw pożarowej wodnej przedstawia rysunek.



Rys. 8.5. Uproszczony schemat instalacji przeciwpożarowej wodnej

Na rysunku tym pod oznaczeniem magistrali pokładowych (przy burtach na pokładzie ochronnym) należy rozumieć rurociągi przeciwpożarowe przy burcie prawej i lewej wzdłuż statku, z hydrantami w odległości, co 15÷20 metrów od siebie.

Na statkach pasażerskich, na zbiornikowcach przewożących paliwo i w ogóle na statkach, gdzie liczba osób (załogi + innych) przekracza 36 ludzi, instalacja od chwili wyjścia z portu musi być napełniona i pod ciśnieniem, tzn. przynajmniej jedna z pomp musi pracować. Od wymogu tego na typowych statkach towarowych bywa stosowane odstępstwo, jeśli istnieje możliwość szybkiego zdalnego uruchamiania pomp przeciwpożarowych z bezpiecznego miejsca poza siłownią.

W tym rozwiązaniu pompy przeciwpożarowe, poza swym głównym zadaniem, mogą podawać wodę zaburtową dla awaryjnego chłodzenia chłodnic wody słodkiej oraz oleju smarowego instalacji silników głównych, mogą dostarczać wody dla pracy eżektorów zęzowych, a także do obróbki fekaliiów na statku.

Łączna wydajność stałych pomp przeciwpożarowych zainstalowanych w siłowni (bez pompy awaryjnej) według przepisów powinna być nie mniejsza od obliczonej wstępnie ze wzoru - jednak nie większa od 180 m<sup>3</sup>.

$$\sum \dot{V}_{ppoz} = k \cdot m^2 \quad [\text{m}^3/\text{h}]$$

$$m = 1,68 \sqrt{\frac{L}{B} + H} + 25;$$

L - długość okrętu między pionami [m]; B - największa szerokość okrętu [m]; H - wysokość okrętu od stępki do pokładu grodziowego na owręzu [m]; k = 0,008÷0,016 - współczynnik zależny od rodzaju statku.

Wydajność ta powinna zapewnić jednoczesną pracę co najmniej 20% wszystkich hydrantów oraz pokryć dodatkowe zapotrzebowanie wody do innych celów (dla wytwarzania piany gaśniczej). Przyjmuje się przy tym, że minimalny wydatek hydrantu o średnicy 52 mm wynosi około 250 l/min. Króćce hydrantowe są znormalizowane i mają średnicę nominalną 52 i 75 mm.

Jeżeli na statku są inne instalacje gaśnicze wymagające zasilania wodą z pomp przeciwpożarowych, to wydajność ich powinna być taka, aby wystarczyło wody na 50% zapotrzebowania według wzoru oraz równocześnie zapewniona była praca jednej z dodatkowych instalacji przeciwpożarowych - zużywającej największą ilość wody.

W przypadku gdy w siłowni występuje kilka pomp przeciwpożarowych, nie muszą być jednakowej wydajności, według przepisów:

$$\dot{V}_{Ippoz} = \frac{(0,8 \div 1) \Sigma \dot{V}_{ppoz}}{i} \quad [\text{m}^3/\text{h}]$$

gdzie:  $V_{Ippoz}$  - wydajność jednej z pomp przeciwpożarowych - nie mniejsza od 25 m<sup>3</sup>/h;  
i - wymagana, zgodnie z przepisami, liczba pomp przeciwpożarowych.

Jeżeli zostanie przyjęta jedna z pomp o mniejszej wydajności, wówczas druga (ewentualnie trzecia) musi być odpowiednio większej wydajności, aby był spełniony wymóg określony we wzorze.

Wysokość tłoczenia pomp przeciwpożarowych wynosi zazwyczaj od 6.0 do 18.0 bar i zależy przede wszystkim od wysokości statku oraz długości rurociągów przeciwpożarowych. Ogólne kryterium sprawdzające wysokość tłoczenia wymaga, aby wysokość strumienia wody wypływającego z hydrantu, umieszczonego na najwyższym pokładzie, wynosiła nie mniej niż 12 m<sub>sl.w.</sub>

Z powyższego warunku wynika, że ciśnienie robocze instalacji przeciwpożarowej średniego statku wynosi zwykle ok. 8.0÷12.0 bara, zaś w przypadku zasilania eżektorów odwadniania - do 16.0 bar. Prędkość przepływu wody w rurociągach powinna być nie większa od 3-4 m/s. Współczynnik strat oporów przepływu dla rurociągów stalowych przyjmuje się 0.02, zaś dla węża parcianego przeciwpożarowego 0.04. Wysokość tłoczenia pompy przeciwpożarowej określa zależność:

$$H = p + h' + h_p$$

gdzie: H - wysokość tłoczenia pompy [kPa]; p - ciśnienie wody w hydrancie dla zapewnienia żądanej wysokości strumienia [kPa]; h' - opory przepływu w rurociągach [kPa]; h<sub>p</sub> - odległość między linią wodną a najwyższym pokładem [kPa].

## NIEKTÓRE WYMAGANIA PRZEPISÓW DO INSTALACJI PRZECIWPÓŻAROWEJ WODNEJ

Na statkach z napędem własnym stałe pompy przeciwpożarowe powinny być napędzane od niezależnego źródła energii mechanicznej. Do napędu tych pomp nie należy stosować przekładni pasowych.

Stałe pompy przeciwpożarowe mogą być stosowane do innych celów, jeżeli na statku znajdują się co najmniej dwie takie pompy z napędem niezależnym (wliczając pompę awaryjną) i jedna z nich będzie stale gotowa do natychmiastowego użytku do celów gaśniczych.

Jeżeli na statku zainstalowana jest tylko jedna pompa przeciwpożarowa, to może być ona wykorzystywana jedynie do prac krótkotrwałych, np. do mycia pokładu i kluz.

W siłowniach, w których występują dwie pompy przeciwpożarowe, mogą być one wykorzystywane jako pompy sanitarne, balastowe i inne pompy wody morskiej, jeżeli ich wydajność i ciśnienie odpowiadają wartościom wymaganych dla pomp przeciwpożarowych.

Praktycznie w większości przypadków przyjmuje się przynajmniej jedną; pompę przeciwpożarową przeznaczoną głównie do zwalczania pożarów. Druga w zasadzie może służyć do innych celów.

Tadeusz Borkowski

**Siłownie okrętowe**  
**Notatki z wykładów część II**



<b>1.</b>	<b>CHARAKTERYSTYKI USTALONYCH STANÓW PŁYWANIA .....</b>	<b>2</b>
<b>2.</b>	<b>CHARAKTERYSTYKI ŚRUB SWOBODNYCH.....</b>	<b>10</b>
2.1.	Parametry geometryczne śrub okrętowych .....	10
2.2.	Wzajemne oddziaływanie kadłuba statku i śruby okrętowej.....	11
2.3.	Sprawność napędowa i sprawność śruby .....	12
2.4.	Posuw i poślizg śruby .....	14
2.5.	Charakterystyki hydrodynamiczne śrub swobodnych .....	15
<b>3.</b>	<b>CHARAKTERYSTYKI OBROTOWE .....</b>	<b>19</b>
3.1.	Śruba stała .....	19
3.2.	Śruba nastawna .....	20
3.3.	Pole pracy (obciążeń) i wybrane charakterystyki tłokowych silników spalinowych napędu głównego 21	
<b>4.</b>	<b>ZASADY DOBORU SILNIKÓW NAPĘDU GŁÓWNEGO.....</b>	<b>32</b>
4.1.	Zapotrzebowanie mocy silnika napędu głównego .....	32
4.2.	Pola parametrów kontraktowych silników wolnoobrotowych.....	38
<b>5.</b>	<b>POLA OBCIĄŻEŃ SILNIKÓW GŁÓWNYCH .....</b>	<b>44</b>
5.1.	Pole pracy wybranych silników wolnoobrotowych i Średnioobrotowych.....	51
	Silniki Wartsila NSD - RTA .....	51
	Pole pracy silników MAN B&W – MC i MCE .....	52
5.2.	Pola pracy silników czterosuwowych .....	53
	Pole obciążeń silnika Sulzer typu ZA40. ....	53
	Pola obciążeń silników MAN-B&W typu L .....	54
	Silniki Wartsila – Vasa .....	58

## **1. CHARAKTERYSTYKI USTALONYCH STANÓW PŁYWANIA**

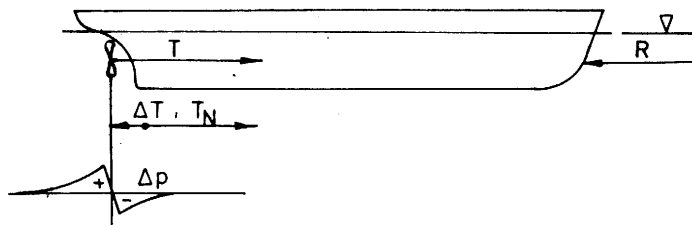
Rozróżniamy dwie różne postacie ruchu statku:

- z jednostajną prędkością po linii prostej - stan ustalony pływania,
- niejednostajny, ze zmieniającą się prędkością na przykład w czasie manewrów ruszania statku, przyspieszania, hamowania, przejścia na ruch w przeciwnym kierunku, wykonywania cyrkulacji itp., to znaczy procesy przejściowe pływania.

Ruch na fali, nawet ze średnią ustaloną prędkością, także jest właściwie w jakimś stopniu dynamiką pływania – istnieje przecież ruch statku „na falę” i „z fali”. Zrozumiałe, że w pierwszym przypadku, urządzenia pracują z ustalonymi parametrami (statyka pracy), zaś w

drugim wskutek zmian obciążenia zmieniają się parametry ich pracy, zachodzą procesy przejściowe (dynamika pracy). W czasie procesów przejściowych występują zazwyczaj duże obciążenia, a nawet przeciążenia podzespołów układów napędowych, w tym przede wszystkim silników głównych napędu. Charakterystyki obciążeniowe podczas dynamiki pływania są zupełnie inne (różne) niż charakterystyki statyki pływania. Dalsze rozważania ograniczą się, na razie, wyłącznie do problemów statyki pływania.

Na kadłub statku z własnym napędem, poruszający się ruchem jednostajnym z prędkością  $v$  po spokojnej wodzie, działają siły poziome, co przedstawia rysunek 1.1.



Rys.:1.1. Siły poziome działające na kadłub podczas pływania ustalonego: R - siła oporu kadłuba statyki pływania działająca przeciwnie do kierunku ruchu statku;  $\Delta T$  - siła ssania jako skutek pracy śruby, która wywołuje obniżone ciśnienie wody w obszarze rufy statku - jest skierowana w kierunku odwrotnym do ruchu statku; T - siła napędu śruby jako efekt działania śruby napędowej - działa zgodnie z kierunkiem ruchu statku

Siła T, jest to zapotrzebowany (konieczny) napór śruby, by zapewnić ruch statku z ustaloną prędkością  $v$ . Dla ruchu ustalonego, wyżej wymienione siły wzajemnie się równoważą.

Mówimy, że w czasie pracy okrętowego układu napędowego śruba wytwarza siłę napędu T, której tylko część  $T_N$  jest siłą napędzającą statek (pokonywanie oporu R). Pozostała część  $\Delta T$ , zwana siłą ssania śruby, równoważny wzrost oporu wywołany obniżonym ciśnieniem wody za rufą wskutek pracy ssania śruby.

**Opór statku** dla ruchu z ustaloną prędkością zależy od następujących czynników:

- prędkości statku – przy czym dla kadłubów typu wypornościowego w przybliżeniu  $R \approx v^2$ ,
- wymiarów głównych (wielkości statku) i kształtu kadłuba,
- zanurzenia statku (stanu załadowania) oraz jego przegłębień,
- stanu powierzchni kadłuba,
- głębokości i szerokości akwenu pływania,
- warunków pogodowych (stanu morza, siły i kierunku wiatru).

Na sfalowanym morzu opór kadłuba zmienia się okresowo, jednakże w praktyce zwykło się przyjmować wartości uśrednione i traktować proces jako pływanie z ustaloną prędkością.

Wielkość oporów pływania zazwyczaj określa się bądź drogą obliczeniową, bądź dokładniej poprzez badania modelowe. Do tego należy doliczyć dodatkowy opór części wystających z kadłuba pod wodą, opór powietrza części nadwodnej kadłuba, a także ewentualny wzrost oporu, jeśli przewiduje się pływanie z niezerowym trymem. Można przyjąć, że dodatkowy wzrost oporów, jedynie z powodu części wystających z kadłuba pod wodą i oporu powietrza, wynosić może 2-10% oporu obliczeniowego przy małych i średnich prędkościach pływania, a 15 % lub nawet więcej przy dużych prędkościach pływania. Należy doliczyć również tzw. naddatek żeglugowy, którego wielkość zależna jest od przewidywanego rejonu pływania statku (wynosić może do 25% obliczeniowego oporu pływania). Poza tym dla statków o długim okresie międzydokowym należy uwzględnić, zależnie od rejonu pływania, wpływ porostania podwodnej części kadłuba na wzrost oporów.

Dopiero tak określona wielkość oporów pływania może stanowić podstawę do projektowania układu napędowego.

Moc holowania  $N_h$  może być określona także od strony silnika:

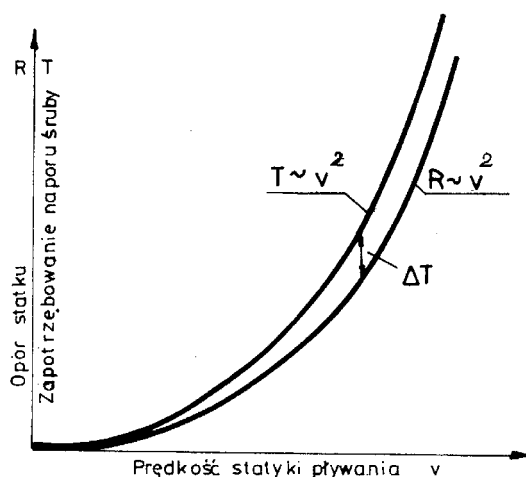
$$N_h = N_s \cdot \eta_h = N_w \cdot \eta_w \cdot \eta_h = N_e \cdot \eta_r \cdot \eta_w \cdot \eta_h$$

**Charakterystyką oporową** (krzywą oporów) statku z różnymi prędkościami  $v$ , nazywa się zbiór zależności  $R = f(v)$ , przy założeniu ustalonych stanów pływania.

Pogorszenie warunków pływania, na przykład zwiększenie załadowania (zanurzenia), porośnięcie kadłuba, pogorszenie warunków pogodowych, pływanie na płytkiej wodzie bądź w wąskim kanale, ewentualne przegłębienia statku, powoduje, że przy tej samej prędkości statku następuje zwiększenie oporu jego ruchu i tym samym przesunięcie punktów charakterystyki oporowej ku górze – charakterystyka przesuwa się w lewo. W razie polepszenia warunków pływania następuje zjawisko odwrotne – charakterystyka oporowa przesuwa się w prawo.

**Charakterystyka naporu śruby** (krzywa naporu  $T$ ) dla różnych prędkości statyki pływania, jest zbiorem zależności  $T = f(v)$ . Przedstawia ona wymagany (zapotrzebowany) napór śruby w funkcji prędkości statku. Przebieg tej charakterystyki zależy od tych samych czynników, jak w przypadku charakterystyki oporowej, oraz od wielkości siły ssania śruby napędowej  $\Delta T$  (inaczej od współczynnika ssania śruby  $t = \Delta T/T$ ).

Ponieważ  $T = f(R, \Delta T)$ , w przybliżeniu dla kadłubów typu wypornościowego można traktować, że także  $T \approx v^2$ .



Rys. 1.2. Charakterystyka oporowa oraz naporu śruby statyki pływania

W przypadku, gdy silnik napędza śrubę okrętową, dla ustalonych warunków pływania zachodzi równość mocy zapotrzebowanej przez śrubę i dostarczanej przez silnik.

$$N_s \cong N_e^*$$

gdzie:

$N_s$  - moc pobierana (zapotrzebowana) przez śrubę z uwzględnieniem strat w linii wałów i ewentualnej przekładni;

$N_e$  - moc efektywna rozwijana przez silnik.

W powyższej zależności nie uwzględniono strat tarcia linii wałów i ewentualnej przekładni. Dokładniej powinno być odpowiednio w kolejności:

$$N_s = N_e - N_{tr} = N_e \eta_w$$

$$M_s = M_e - M_{tr} = M_e \eta_w$$

$$M_s = M_e - M_{tr} - M_r = M_e \eta_r \eta_w$$

gdzie:

$N_{tr}$  - moc strat tarcia w linii wałów,

$M_{tr}$  - moment strat tarcia w linii wałów,

$M_r$  - moment strat w przekładni i ewentualnie sprzęgle.

Jeśli występuje napęd bezpośredni, wtedy zachodzi także równość momentów i prędkości obrotowej śruby oraz silnika:

$$M_s \cong M_e \diamond$$

$$n_s = n$$

gdzie:

$M_s$  - moment pobierany (zapotrzebowany) przez śrubę,

$M_e$  - moment użyteczny dostarczany przez silnik,

$n_s$  - prędkość obrotowa śruby,

$n$  - prędkość obrotowa silnika.

Natomiast, jeśli występuje przekładnia, wtedy przy pominięciu strat:

$$M_s = M_e \cdot i_k^{-1} \diamond$$

$$n_s = n \cdot i_k$$

gdzie:

$i_k = n_s/n$  - przełożenie konstrukcyjne przekładni

Silnik napędzający śrubę okrętową nie pracuje w całym obszarze możliwych stanów pracy, lecz tylko w zakresie parametrów, jakie określa zapotrzebowanie momentu i mocy przez śrubę napędową w miarę zmiany jej prędkości obrotowej. Potocznie mówi się, że silnik pracuje według charakterystyki śrubowej, a należy rozumieć, że jest to charakterystyka obrotowa obciążenia silnika przez śrubę okrętową.

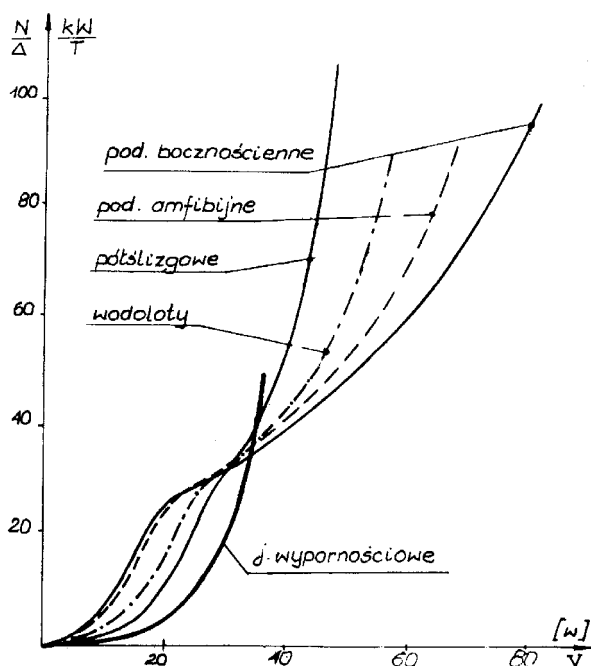
Moc holowania statku jest proporcjonalna do iloczynu jego oporów i prędkości pływania.

$$N_k = R \cdot v$$

Wówczas zapotrzebowanie mocy napędu głównego statku (charakterystyka śrubowa mocy) ma postać:

$$N_e = \frac{R \cdot v}{\eta_h \cdot \eta_w \cdot \eta_r}$$

Zależnie od typu kadłuba charakterystyki oporowe  $R = f(v)$  mają różny przebieg, a więc różny też jest przebieg charakterystyk śrubowych mocy. Na rysunku przedstawiono porównanie przebiegów charakterystyk śrubowych mocy dla różnych typów kadłubów (w odniesieniu do tej samej wyporności).



Rys. 1.3. Jednostkowe (na jednostkę wyporności) zapotrzebowanie mocy napędu głównego w funkcji prędkości pływania dla różnych kadłubów statków

Nie należy traktować położenia tych krzywych w sposób jednoznaczny, z tej przyczyny, że opory pływania są proporcjonalne do kwadratu wymiarów liniowych kadłuba, zaś wyporność do trzeciej potęgi. Charakterystyki śrubowe mocy dla różnych jednostek pływających będą przesunięte bardziej w prawo niż dla podobnych, ale mniejszych rozmiarami. Poza tym, na przebieg charakterystyki śrubowej mocy, duży wpływ ma kształt kadłuba (opływ wody) oraz stan jego powierzchni.

W ogólności można przyjąć, że charakterystyki śrubowe każdej jednostki pływającej mogą być wyrażone w postaci:

$$N \cong a \cdot v^u \quad \text{lub} \quad N \cong b \cdot n^z$$

Wartości współczynników  $a$  oraz  $b$  zależne są przede wszystkim od:

- wielkości jednostki,
- warunków zewnętrznych -WZ (stan załadowania, porośnięcie kadłuba, trym i przechyły oraz warunki pogodowe),
- w znacznie mniejszym stopniu - od prędkości pływania  $v$ .

Natomiast wartości wykładników potęgowych  $u$  oraz  $z$  zależą przede wszystkim od rodzaju pływania (wypornościowe, ślizgowe) a tym samym i prędkości pływania  $v$ , a także w jakiejś mierze (w mniejszym stopniu) od warunków zewnętrznych pływania WZ. Dokładniej, więc wzory na moc zapotrzebowaną powinny mieć postać:

$$N \cong a(WZ, v) \cdot v^{u(v, WZ)}$$

$$N \cong b(WZ, v) \cdot n^{z(v, WZ)}$$

Podczas pływania wypornościowego (z ustaloną prędkością) opory w przybliżeniu są proporcjonalne do kwadratu prędkości (większe odstępstwa są przy bardzo małych i bardzo dużych prędkościach ruchu).

$$R \cong k \cdot v^2$$

Zapotrzebowanie mocy napędu (charakterystyka śrubowa mocy) jest wówczas w przybliżeniu proporcjonalne do trzeciej potęgi prędkości pływania.

$$N_e = \frac{R \cdot v}{\eta_h \cdot \eta_w \cdot \eta_r} = a \cdot v^3$$

gdzie:

$$a = k(\eta_h \cdot \eta_w \cdot \eta_r)^{-1}$$

Posługiwanie się charakterystyką śrubową wyrażoną w funkcji prędkości statku jest dość niewygodne, gdyż stanowi parametr trudno mierzalny i zazwyczaj mało dokładnie określony. Wygodniej jest charakterystykę tę przedstawiać w funkcji wielkości obrotów śruby (silnika), który to parametr jest łatwo mierzalny i należy do podstawowych parametrów sterowania pracą układu napędowego.

Podczas pływania wypornościowego (i jedynie dla tego rodzaju pływania) prędkość statku w przybliżeniu jest proporcjonalna do wielkości obrotów śruby napędowej ( $v = e \cdot n$ ). Wtedy teoretycznie charakterystyka śrubowa mocy może być przedstawiona zależnością:

$$N_e = a \cdot e^3 \cdot n^3 \cong b \cdot n^3$$

Podobnie można sporządzić przybliżoną teoretyczną charakterystykę śrubową momentu. Jako że  $M = N/2 \cdot \pi \cdot n$ , stąd wynika, że teoretyczna charakterystyka śrubowa momentu będzie miała postać:

$$M_e \cong d \cdot n^2$$

gdzie:

$$d = a/2 \cdot \pi$$

Jednostki pływające, o wyporze dynamicznym (ślizgowe, wodoloty, poduszkowce) przy określonej prędkości przechodzą z pływania wypornościowego do pływania na zasadzie wyporu dynamicznego. Wtedy wykładniki potęgowe ich charakterystyk śrubowych u stają się znacznie mniejsze. Nie zachodzi też wtedy proporcjonalność prędkości pływania do wielkości obrotów śrub napędowych.

Pośród wielu krzywych trzeciego stopnia ( $N = a \cdot n^3$ ) - teoretycznych charakterystyk śrubowych mocy jest jedna, która przechodzi przez punkt parametrów nominalnych. Podobnie jest w przypadku teoretycznych charakterystyk śrubowych momentu to znaczy parabol drugiego stopnia.

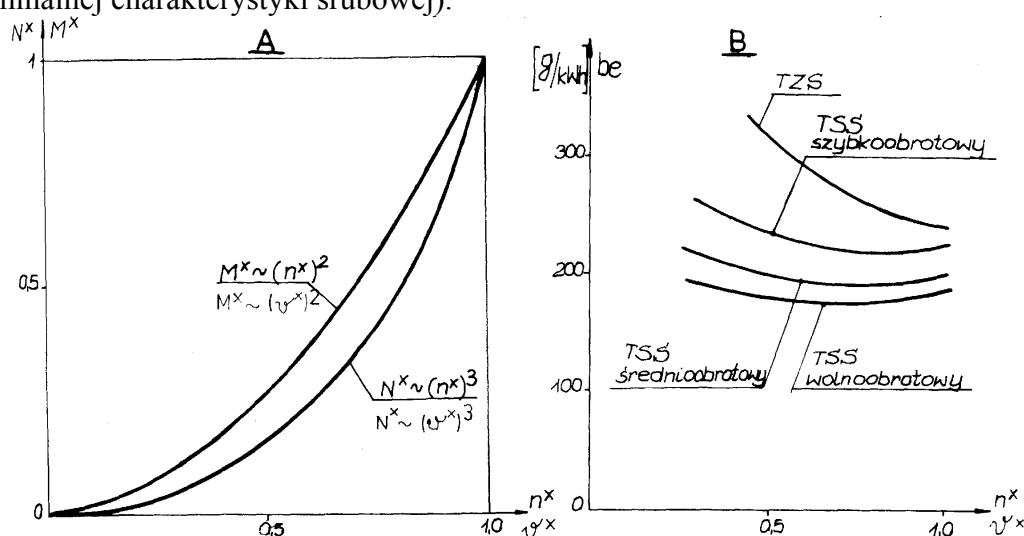
$$N_e = A \cdot n^3$$

$$M_e = D \cdot n^2$$

**Teoretyczne charakterystyki śrubowe**, przedstawiające obciążenie silnika przy różnych obrotach śruby napędowej (przy obrotach nominalnych obciążenie momentem i mocą jest równe nominalnemu) nazywają się teoretycznymi nominalnymi charakterystykami śrubowymi mocy, (ewentualnie momentu). Każda inna charakterystyka śrubowa przechodząca przez punkt pracy nominalnej silnika (ewentualnie przez punkt parametrów kontraktowych) nazywana jest nominalną. Charakterystyka śrubowa nominalna nie jest równoznaczna z projektową.

Przez analogię również inne parametry pracy silnika odpowiadające teoretycznym charakterystykom śrubowym mocy i momentu nazywane są teoretycznymi charakterystykami śrubowymi, np. teoretyczna charakterystyka śrubowa zużycia paliwa i teoretyczna charakterystyka śrubowa temperatury spalin. Na rysunku przedstawione są teoretyczne, nominalne charakterystyki śrubowe mocy, momentu oraz jednostkowego zużycia paliwa - pomierzone na hamowni fabrycznej, gdy silnik był obciążany według zasady  $N = A \cdot n^3$ . Krzywe te, w pewnym przybliżeniu orientują, jakie będą parametry pracy i zużycia paliwa w razie zastosowania danego silnika jako napędu głównego na jednostce wypornościowej, przy

różnych prędkościach statyki pływania we współpracy ze śruby napędową o skoku stałym (dla nominalnej charakterystyki śrubowej).



Rys. 1.4. Teoretyczne nominalne charakterystyki śrubowe mocy i momentu (A), oraz jednostkowego zużycia paliwa (B) silników obciążanych wg teoretycznej nominalnej charakterystyki obrotowej śruby

Charakterystyki śrubowe mocy i momentu nie zależą od rodzaju silnika napędowego - dla pracy konkretnej śruby wielkości te muszą być doprowadzone przy określonych prędkościach obrotowych, niezależnie od tego, jakiego rodzaju i jak sprawny jest silnik.

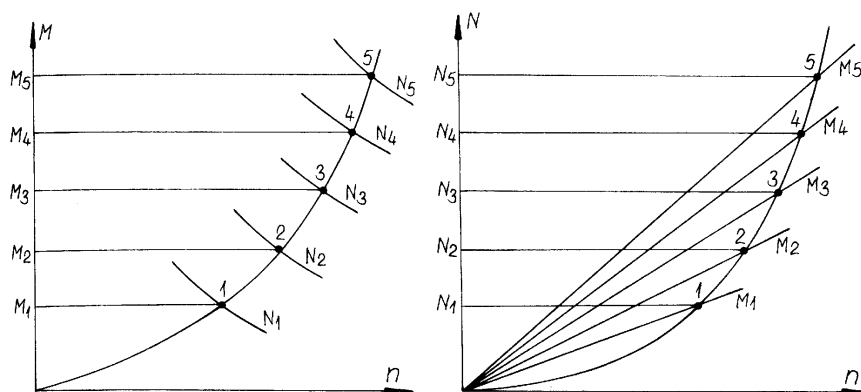
Rzeczywiste charakterystyki oporowe nie są regularnymi parabolami, a więc także charakterystyki śrubowe mocy i momentu nie są regularnymi krzywymi trzeciego stopnia. Pracę śruby napędowej i obciążenie silnika określają następujące parametry:

- napór wytwarzany przez śrubę  $T$ ,
- moment zapotrzebowany przez śrubę  $M_s$ ,
- moc zapotrzebowana przez śrubę  $N_s$ ,
- prędkość obrotowa śruby  $n$ ,
- prędkość dopływu wody do śruby  $v_p$ .

Współzależność pomiędzy wyżej wymienionymi pięcioma parametrami śruby określają krzywe odpowiadające określonej śrubie na wykresie charakterystyk hydrodynamicznych danej serii śrub swobodnych. Wychodząc z zależności  $R = f(v)$  poprzez zależność  $T = f(v)$ , tzn. koniecznego naporu, w oparciu o konkretny wykres hydrodynamiczny dobranej uprzednio śruby, można sporządzić charakterystyki obrotowe śruby i z kolei rzeczywiste charakterystyki śrubowe mocy, tzn. obciążenia silnika rzeczywistą śrubą (nazywane krzywymi śrubowymi mocy), np. na stożku śruby  $N_s = f(v)$ , lub silnika  $N_e = f(v)$ .

Podobnie można sporządzić zależności  $M_s = f(v)$  lub  $M_e = f(v)$  to znaczy charakterystyki śrubowe momentu danego układu ruchowego (silnik + śruba + kadłub). Można też sporządzić zależności te w funkcji prędkości obrotowej.

Zmiany oraz współzależności momentu i mocy według charakterystyki śrubowej dla układu napędowego statku typu wypornościowego ze śrubą o skoku stałym, w funkcji prędkości obrotowej przedstawia rysunek.



Rys. 1.5. Zależność momentu i mocy według charakterystyki śrubowej

Spośród wielu możliwych charakterystyk oporowych  $R = f(v)$  (zależnie od warunków zewnętrznych), jedna jest przyjęta jako projektowa (konstrukcyjna). Wtedy charakterystyki śrubowe mocy i momentu sporządzone dla tej charakterystyki oporowej, także noszą nazwę projektowych (konstrukcyjnych) charakterystyk śrubowych mocy czy też momentu. Jeśli natomiast bazą dla krzywej śrubowej byłyby np. krzywe oporów w pogorszonych warunkach pływania statku, wówczas i krzywe śrubowe mocy czy też momentu także będą przesunięte w lewo względem projektowej. Odwrotnie jest w razie warunków lżejszych od nominalnych (np. mniejsze załadowanie statku, wiatr od rufy).

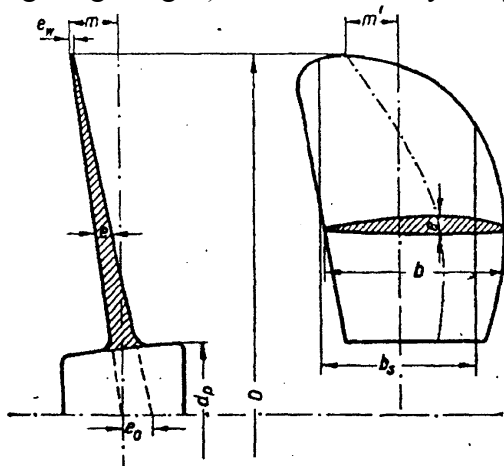


## 2. CHARAKTERYSTYKI ŚRUB SWOBODNYCH

Rozpatrując układ silnik - śruba - kadłub jako jedną całość, należy oprócz zasadniczych parametrów pracy głównego silnika napędowego, a więc jego mocy, obrotów i zużycia paliwa, uwzględnić wzajemne związki zachodzące pomiędzy tymi parametrami, co najlepiej oddają charakterystyki uniwersalne silnika. Wobec wystąpienia dodatkowego parametru - prędkości statku, istnieje możliwość rozszerzenia charakterystyk silnika o ten dodatkowy parametr. W tym celu należy rozpatrzeć charakterystyki śruby napędowej.

### 2.3. PARAMETRY GEOMETRYCZNE ŚRUB OKRĘTOWYCH

Badania modelowe pozwoliły wyodrębnić pewne grupy śrub okrętowych dające najlepsze efekty pod względem osiągow i sprawności. Najczęściej stosowane są śruby grupy B (według Wageningen). Podstawowe wymiary śruby okrętowej przedstawia rysunek.



Rys. 2.1.: Wymiary śruby okrętowej

Śrubę okrętową charakteryzują następujące parametry:

- średnica śruby  $D$ ,
- promień śruby  $R$ ,
- skok śruby  $H$  - droga jaką przybędzie dowolny punkt skrzydła w czasie jednego pełnego obrotu; jeżeli skok śruby jest promieniowo zmienny, określa się skok średni na promieniu  $r = 0.7 R$ ,
- liczba skrzydeł  $z$ ,
- średnica piasty śruby  $d_p$ ,
- promień piasty  $r_p$ ,
- szerokość skrzydła  $b$ , średnia szerokość skrzydła:  $b_s = \frac{S_o}{z \cdot (R - r_p)}$
- grubość skrzydła  $e$  - pozorna grubość skrzydła w osi śruby  $e_o$  oraz pozorna grubość skrzydła przy wierzchołku  $e_w$ ,
- odchylenie skrzydła przy wierzchołku  $m$ , odgięcie skrzydła przy wierzchołku  $m'$ ,

- pole kręgu śruby:  $S = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$
- pole wyprostowanej powierzchni skrzydeł  $S_o$ ,
- współczynnik skoku  $H/D$ ,
- współczynnik powierzchni  $S_o/S$ ,
- współczynnik średnicy piasty  $d_p/D$ .

### 2.3. WZAJEMNE ODDZIAŁYWANIE KADŁUBA STATKU I ŚRUBY OKRĘTOWEJ

Zgodnie z pierwszą zasadą dynamiki Newtona, aby statek poruszał się ruchem prostoliniowym z prędkością  $v$  musi być do niego przyłożona siła napędzająca  $T_N$ , równa sile oporu okrętu  $R$ , ale przeciwnie skierowana. Dla ruchu ustalonego  $R = T_N$ .

W napędach śrubowych siłą napędzającą  $T_N$  wytwarza śruba okrętowa. Przekształca ona energię ruchu obrotowego dostarczoną przez silnik główny na energię ruchu postępowego statku.

Wykonanie tego zadania odbywa się ze stratami, których miarą jest sprawność napędowa  $\eta_D$ . W fazie projektowania napędu statku mając do dyspozycji charakterystykę oporową kadłuba bez śruby oraz charakterystyki śrub swobodnych (uzyskiwane z badań modeli śrub niezależnych od kadłuba statku), dobiera się śrubę, bazując na wzajemnym oddziaływaniu kadłuba i śruby. Zagadnienie to rozwiązywane jest na ogół przez badanie modelu statku z własnym napędem.

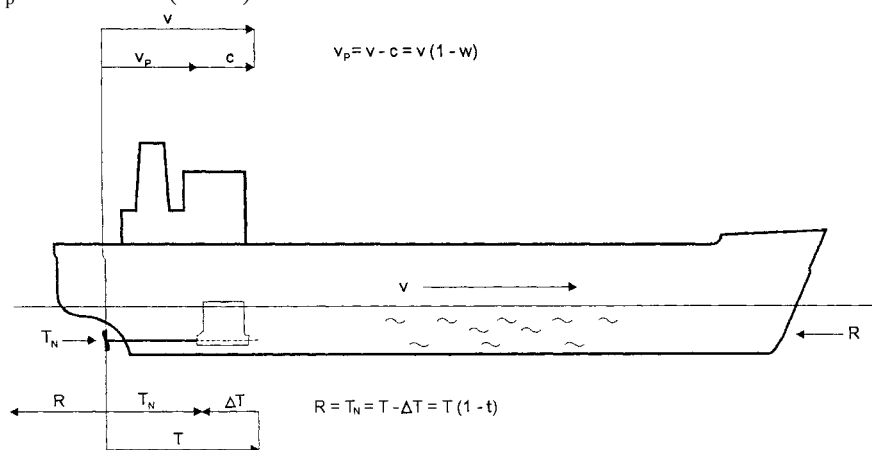
Charakterystyki śrub okrętowych są sporządzone w funkcji prędkości wody, w której ona się obraca, zwanej prędkością postępową śruby  $v_p$ . Lepkość wody jest przyczyną powstawania warstwy przyściennej wokół poruszającego się kadłuba, zwanej strumieniem nadążającym. Grubość warstwy przyściennej jest równa zero na dziobie i rośnie w kierunku rufy. Śruba obraca się więc w strumieniu nadążającym, który w polu kręgu śruby ma średnią prędkość  $c$ , zgodną z kierunkiem ruchu statku. W związku z tym prędkość postępową śruby  $v_p$  względem strumienia nadążającego jest mniejsza, od prędkości statku  $v$  względem wody nieograniczonej o wartość  $c$ , czyli:

$$v_p = v - c$$

Stosunek prędkości strumienia nadążającego  $c$  do prędkości statku  $v$ , nosi nazwę współczynnika strumienia nadążającego  $w$ :

$$w = \frac{c}{v}$$

$$v_p = v - c = v(1 - w)$$



Rys. 2.2.: Schemat napędu śrubowego statku:  $v$  - prędkość statku względem wody nieograniczonej,  $v_p$  - prędkość postępową śruby względem strumienia nadążającego,  $c$  - średnia prędkość strumienia nadążającego w polu kręgu śruby,  $R$  - opór statku,  $T_N$  - siła napędzająca,  $T$  - napór śruby,  $\Delta T$  - siła ssania śruby,  $w$  - współczynnik strumienia nadążającego,  $t$  - współczynnik ssania.

Występują duże różnice prędkości strumienia w polu kręgu śruby. Niejednorodność rozkładu prędkości strumienia nadążającego, scharakteryzowano wartością współczynnika  $w$ .

Strumień nadążający powstający za kadłubem statku jest zjawiskiem złożonym. Przyczyną tego są: nieregularne kształty rufy statku, tylnicy, obecność steru. Prędkość strumienia nadążającego w każdym punkcie obszaru, w którym pracuje śruba jest inna. Niejednorodne pole prędkości jest podstawową przyczyną drgań generowanych przez śrubę oraz powoduje duże różnice w rozkładzie sił na skrzydłach śruby. Podawane w literaturze wartości współczynnika nadążającego są wartościami średnimi i dla statków jednośrubowych wahają się zwykle w granicach  $0.2 \div 0.45$ , dla statków dwuśrubowych wartości te są dużo mniejsze.

Wartość współczynnika strumienia nadążającego zależy od: cech konstrukcyjnych kadłuba i śruby oraz usytuowania śruby za kadłubem.

Wielkość tego współczynnika rośnie wraz ze wzrostem pełnotliwości kadłuba i jego długości maleje, gdy rośnie średnica śruby w stosunku do długości statku oraz gdy wzrasta odległość śruby od kadłuba. Istotny wpływ ma również kształt rufy.

W trakcie eksploatacji współczynnik  $w$  wzrasta wraz z pogarszaniem stanu technicznego kadłuba oraz przy zmniejszaniu zanurzenia statku. Na ogół wielkość współczynnika  $w$  rośnie także przy zmniejszaniu prędkości statku. Duże wartości współczynnika  $w$  mogą sprzyjać procesom kawitacji.

Śruba obracając się za kadłubem powoduje zmianę rozkładu ciśnienia w obszarze rufy. Po stronie ssącej śruby występuje spadek ciśnienia, który jest przyczyną powstawania siły ssania  $\Delta T$  działającej w kierunku przeciwnym do ruchu statku i sumującej się z oporem kadłuba  $R$ . W związku z tym napór śruby  $T$  musi być większy od siły napędzającej  $T_N$  (zwanej naporem efektywnym) o siłę  $\Delta T$ , stąd:

$$R = T_N = T - \Delta T$$

Stosunek siły  $\Delta T$  do naporu  $T$  nazywa się współczynnikiem ssania  $t$ :

$$t = \frac{\Delta T}{T}$$

$$T_N = T(1 - t)$$

Współczynnik ssania  $t$ , podobnie jak współczynnik strumienia nadążającego  $w$  zależy od cech konstrukcyjnych statku i warunków eksploatacji. Wartość współczynnika  $t$  jest z reguły mniejsza od współczynnika  $w$  i dla statków jednośrubowych waha się w granicach  $0.12 \div 0.3$ .

Ogólnie można stwierdzić, że współczynnik ssania  $t$  rośnie wtedy, gdy wzrasta również współczynnik strumienia nadążającego  $w$ .

Prawidłowa prognoza, obu współczynników w warunkach obliczeniowych jest jednym z istotnych warunków prawidłowego zaprojektowania napędu statku i jest zlecona ośrodkowi badawczemu.

### 2.3. SPRAWNOŚĆ NAPEŁDOWA I SPRAWNOŚĆ ŚRUBY

Jak wcześniej zdefiniowano, sprawność napędowa  $\eta_D$  jest to stosunek mocy holowania  $N_h$  do mocy na stożku śruby  $N_s$ . Otrzymuje się, więc:

$$\eta_D = \frac{N_h}{N_s} = \frac{R \cdot v}{N_s} = \frac{T_N \cdot v}{N_s} = \frac{1-t}{1-w} \cdot \frac{T v_p}{N_s} = \frac{1-t}{1-w} \cdot \frac{N_T}{N_s}$$

Wyrażenie:  $\frac{1-t}{1-w}$  nosi nazwę sprawności kadłuba  $\eta_H$ , zaś stosunek mocy naporu śruby  $N_T$  ( $N_T \approx T \cdot v$ ) do mocy na stożku śruby  $N_s$ , nazywa się sprawnością śruby za kadłubem  $\eta_{PK}$ .

$$\eta_H = \frac{1-t}{1-w}$$

$$\eta_{PK} = \frac{N_T}{N_s} = \frac{T v_p}{N_s}$$

Stąd:  $\eta_D = \eta_H \cdot \eta_{PK}$

Moc dostarczona do śruby swobodnej ( $N'_s$ ) dla osiągnięcia tej samej mocy naporu  $N_T$  różni się z reguły od mocy  $N_s$ . Stąd sprawność śruby swobodnej  $\eta_P$ :

$$\eta_P = \frac{N_T}{N'_s}$$

Stosunek mocy  $N'_s$  do mocy  $N_s$  jest sprawnością rotacyjną śruby  $\eta_R$ :

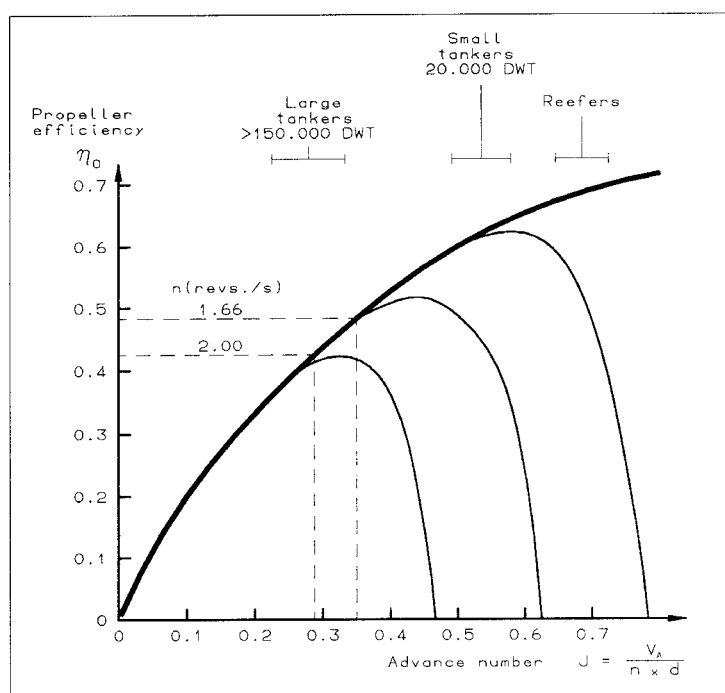
$$\eta_R = \frac{N'_s}{N_s}$$

$$\eta_{PK} = \frac{N_T}{N'_s} \cdot \frac{N'_s}{N_s} = \eta_P \eta_R$$

$$\eta_D = \eta_H \eta_{PK} = \eta_H \eta_P \eta_R$$

Sprawność kadłuba  $\eta_H$  dla statków jednośrubowych mieści się zwykle w granicach 1.1÷1.4, zaś dla statków dwuśrubowych wynosi 0.95÷1.05. Sprawność śruby swobodnej  $\eta_P$  zależy od szeregu czynników konstrukcyjnych i eksploatacyjnych. Sprawność  $\eta_P$  w warunkach projektowych waha się pomiędzy 0.35÷0.75.

Na rysunku przedstawiono przykładowe wartości sprawności śruby swobodnej dla różnych współczynników posuwu.



Rys.2.3.: Sprawności śrub swobodnych

Z rysunku wynika, że dla ustalonej prędkości postępowej śruby  $v_p$  i średnicy śruby  $D$  można uzyskać wzrost jej sprawności przez obniżenie projektowanej prędkości obrotowej śruby  $n$ .

Sprawność rotacyjna śruby  $\eta_R$  dla statków jednośrubowych waha się w granicach 1.0÷1.07. Dla statków dwuśrubowych o konwencjonalnym kształcie kadłuba jest zwykle mniejsza i wynosi około 0.98.

Ogólnie można zauważyć, że wpływ wzajemnego oddziaływania kadłuba i śruby jest korzystny pod względem energetycznym dla napędu jednośrubowego. Trzeba jednak zwrócić uwagę, że czynniki wpływające na wzrost sprawności kadłuba  $\eta_H$  mogą powodować spadek sprawności śruby  $\eta_p$ .

### 2.3. POSUW I POŚLIZG ŚRUBY

Jeżeli śruba poruszałaby się nie w wodzie, lecz w materiale stałym, wówczas w czasie jednego obrotu przebyłaby drogę równą skokowi geometrycznemu  $H$ . Przy obrocie z prędkością obrotową  $n$  [obr/s], prędkość jej osiowego przemieszczenia wyniosłaby wówczas  $H \cdot n$  [m/s]. Podczas ruchu w wodzie, w czasie jednego obrotu śruba w kierunku osiowym przesunie się nie na odległość  $H$ , lecz na odległość mniejszą zwaną posuwem śruby  $h_p$ . Prędkość postępową śruby  $v_p$ , względem wody, w której się obraca wynosi wówczas:

$$v_p = h_p \cdot n$$

Stosunek posuwu  $h_p$  do średnicy  $D$  śruby określa się mianem współczynnika posuwu śruby  $J$ :

$$J = \frac{h_p}{D} = \frac{v_p}{D \cdot n}$$

Różnicę  $h_s = H - h_p$  nazywa się poślizgiem śruby.

Stosunek poślizgu ( $h_s$ ) do skoku śruby  $H$  nazywa się współczynnikiem poślizgu śruby  $s$ :

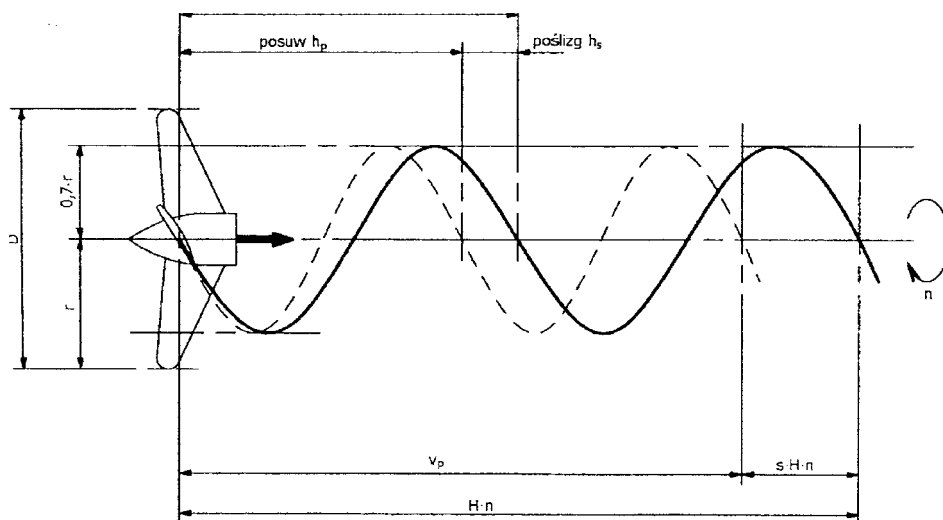
$$s = \frac{h_s}{H} = \frac{H \cdot n - v_p}{H \cdot n} = 1 - \frac{v_p}{H \cdot n}$$

$$J = \frac{H}{D} (1 - s)$$

Prędkość poślizgu śruby  $v_s$  wynosi:

$$v_s = H \cdot n - v_p = s \cdot H \cdot n$$

Powyższe zależności ilustruje rysunek.



Rys.2.4.: Posuw  $h_p$  i poślizg śruby  $h_s$  oraz prędkość postępową  $v_p$  i prędkość poślizgu śruby  $v_s = s \cdot H \cdot n$

Współczynniki posuwu i poślizgu śruby są wykorzystywane do tworzenia wykresów z badań modelowych śrub. Nie są one jednak użyteczne w praktyce eksploatacyjnej ze względu na niemożność pomiaru postępowej prędkości śruby.

Z tego powodu korzysta się ze współczynników posuwu i poślizgu kadłuba, zwanych w teorii śrub współczynnikami posuwu i poślizgu pozornego (odpowiednio oznacza się je przez  $J_p$  oraz  $s_p$ ), które odniesione są do prędkości statku  $v$ , a nie do prędkości postępowej śruby  $v_p$ .

$$J_p = \frac{v}{D \cdot n}$$

$$s_p = 1 - \frac{v}{H \cdot n}$$

Zarówno współczynnik posuwu jak i poślizgu mogą być miarą warunków pływania statku, jeśli skok śruby jest stały. Z pewnym przybliżeniem można przyjąć, że współczynniki te są stałe w ustalonych warunkach pływania, jeżeli prędkość statku nie zmienia się znacznie (w granicach  $\pm 10\%$ ) a śruba ma mały skok.

Dla stałego skoku  $H$  i średnicy  $D$  oraz  $J_p = \text{const}$ , można zapisać:

$$v \cong k \cdot n$$

gdzie  $k$  jest wartością stałą. Wtedy:

$$\frac{v_2}{v_1} \cong \frac{n_2}{n_1}$$

$$\frac{v_2}{v_1} \cong \frac{n_2}{n_1}$$

Jeżeli więc statek jest wyposażony w śrubę stałą i płynie w ustalonych warunkach pływania, to zwiększenie obrotów śruby o 3 % spowoduje wzrost prędkości statku również o ok. 3 %.

### 2.3. CHARAKTERYSTYKI HYDRODYNAMICZNE ŚRUB SWOBODNYCH

Wyniki badań modelowych śrub swobodnych przedstawiane są najczęściej na wykresach zwanych charakterystykami hydrodynamicznymi śruby. Na osi rzędnych występują bezwymiarowe następujące współczynniki śruby:

- Naporu:

$$K_T = \frac{T}{\rho \cdot n^2 \cdot D^4}$$

- Momentu:

$$K_Q = \frac{Q}{\rho \cdot n^2 \cdot D^5}$$

- Sprawności:

$$\eta_p = \frac{T \cdot v_p}{2\pi \cdot Q \cdot n} = \frac{J \cdot K_T}{2\pi \cdot Q}$$

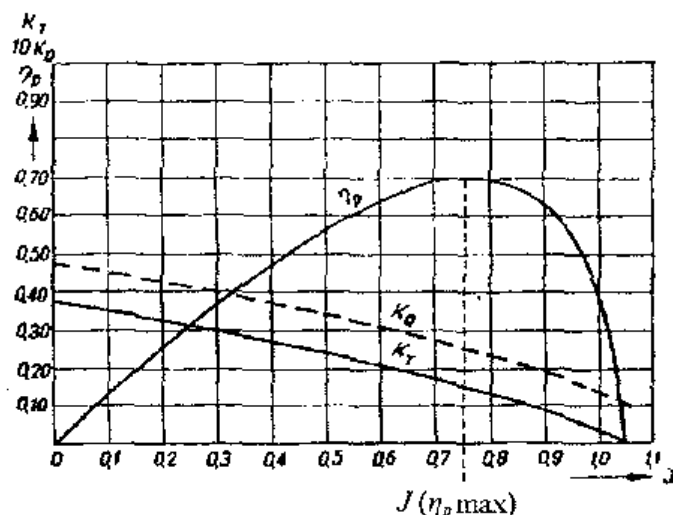
Na osi odciętych:

- Posuwu:

$$J = \frac{v_p}{n \cdot D}$$

gdzie:  $\rho$  - gęstość wody.

Przykładową postać charakterystyki hydrodynamicznej śruby stałej przedstawia rysunek 2.5.



Rys.2.5.: Charakterystyka hydrodynamiczna śruby stałej

Badania modelowe pozwoliły wyodrębnić pewne grupy śrub okrętowych dające najlepsze efekty pod względem osiągnięć i sprawności. Maksimum sprawności przypada dla pewnego stanu obciążenia śruby określonego wartością współczynnika posuwu  $J$  ( $\eta_{pmax}$ ). Śruba powinna być zaprojektowana tak, aby pracowała jak najdłużej w warunkach odpowiadających temu stanowi.

Zmieniające się warunki pływania nie pozwalają na ciągłą pracę śruby z maksymalną sprawnością. Pływanie w warunkach cięższych niż te, dla których śruba została zaprojektowana, spowoduje przesunięcie punktu pracy w lewo i spadek sprawności śruby. Należy zwrócić uwagę, że spadki sprawności są dużo większe dla  $J$  rosnącego niż dla  $J$  malejącego, licząc od punktu, dla którego sprawność osiąga wartość maksymalną. Korzystniej jest, więc dobierać śrubę dla obciążeń odpowiadających mniejszym wartościom współczynnika posuwu niż  $J$  ( $\eta_{pmax}$ ).

Sprawność śruby ( $\eta_p$ ) osiąga wartość równą zero przy zerowym naporze oraz przy zerowym współczynniku posuwu.

Charakterystyki hydrodynamiczne modeli śrub swobodnych są podstawą do tworzenia charakterystyk projektowych, wykorzystywanych przy doborze śrub okrętowych o dowolnych wymiarach. Warunkiem podstawowym jest podobieństwo geometryczne i kinematyczne śrub.

Charakterystyka hydrodynamiczna śruby nie może być bezpośrednio wykorzystana w praktyce eksploatacyjnej, to jednak na jej podstawie można wyciągnąć szereg istotnych wniosków przydatnych w eksploatacji.

Jeśli więc jest już na statku śruba o określonej średnicy i skoku, to współczynnik  $J$ , będący miarą drogi, jaką przebywa śruba w trakcie jednego obrotu, jest również miarą warunków pływania statku. Oznacza to, że w stałych warunkach pływania, jeśli skok śruby jest stały, to również współczynnik  $J$  jest stały a więc i sprawność śruby jest stała oraz współczynniki  $K_T$  i  $K_Q$  są praktycznie stałe.

Warunkom konstrukcyjnym pływania odpowiada współczynnik posuwu  $J_K$  (mniejszy od  $J$  ( $\eta_{pmax}$ )). Gorsze warunki pływania od konstrukcyjnych spowodują spadek sprawności śruby i wzrost współczynników  $K_T$  i  $K_Q$ . Współczynniki te osiągają maksimum dla  $J = 0$ , a więc podczas pracy statku na uwięzi (lub, gdy statek rusza z miejsca). Stwarza to ryzyko przeciążenia silnika momentem obrotowym, jeśli nie zostaną odpowiednio zredukowane obroty śruby.

Poprawa warunków pływania spowoduje spadek wartości  $K_T$  i  $K_Q$  oraz wzrost sprawności śruby.

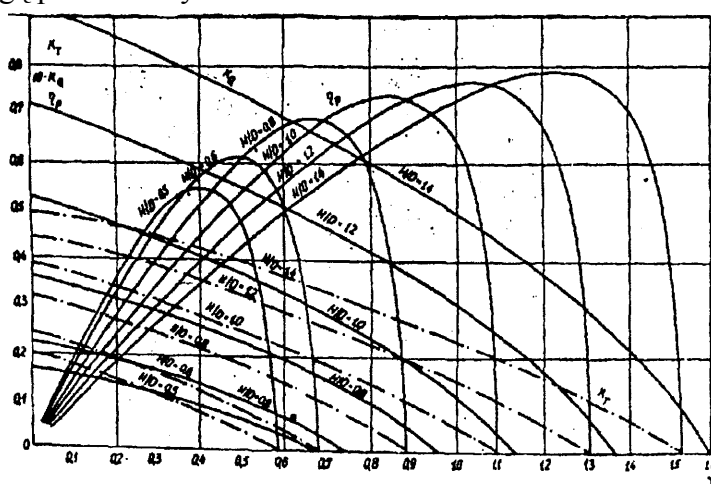
Największy wpływ na charakterystyki hydrodynamiczne śrub wywierają:

- współczynnik skoku  $\frac{H}{D}$
- współczynnik powierzchni rozwiniętej skrzydeł  $\frac{S_0}{S}$
- liczba skrzydeł  $z$ .

Zmiana skoku śruby wywiera największy wpływ na zmiany wartości siły naporu śruby i momentu obrotowego. W praktyce stosuje się śruby o wartościach współczynnika skoku zawartych w przedziale  $0.5 < \frac{H}{D} < 2$ .

Ze wzrostem wartości współczynnika skoku rosną wartości współczynników naporu i momentu w całym zakresie współczynnika posuwu.

Ze wzrostem współczynnika skoku rośnie również maksimum sprawności śruby, przy czym maksimum przesuną się w kierunku wyższych wartości współczynnika posuwu  $J$ . Jednocześnie dla mniejszych wartości  $J$  sprawności śruby o mniejszej wartości współczynnika skoku mogą posiadać wyższe wartości.



Rys.2.6.: Charakterystyka hydrodynamiczna śruby B 4.40 dla:  $\frac{H}{D} = 0.5 \div 1.4$ ,  $z = 4$ ,  $\frac{S_0}{S} = 0.40$

Wzrost współczynnika powierzchni śruby powoduje zwiększenie wartości współczynnika naporu i momentu obrotowego śruby oraz wywołuje spadek sprawności. Przyrost wartości współczynnika momentu jest większy niż przyrost współczynnika naporu śruby, wzrastają również opory skrzydeł. W efekcie sprawność śruby maleje.

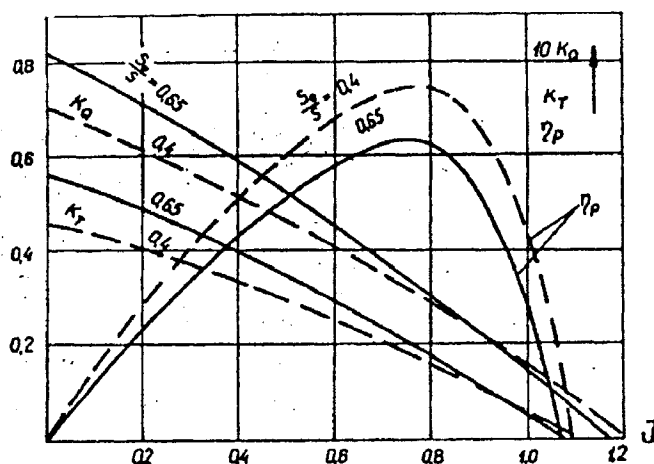
Współczynnik powierzchni zmienia się najczęściej w granicach  $0.3 < \frac{S_0}{S} < 1.2$ . Dolna granica uwarunkowana jest powstawaniem zjawiska kawitacji, górną granicę warunkują możliwości wykonawcze.

Aby uzyskać możliwie najwyższą sprawność śruby w warunkach projektowych, dąży się do dobrania śruby o najniższym współczynniku  $\frac{S_0}{S}$ , ograniczonym przez kryterium kawitacji. Ponieważ wymagana moc holowania statku zależy od mocy naporu śruby, a ta z kolei wiąże się także z powierzchnią skrzydeł, to jedną z podstawowych dróg prowadzących



do zmniejszenia  $\frac{S_o}{S}$  jest zastosowanie śruby o możliwie największej średnicy dla danego kadłuba, gdyż  $S = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$ .

Stosowane na statkach śruby posiadają najczęściej trzy lub cztery skrzydła. Nie jest wskazane stosowanie (w układach bezprzekładniowych) liczby skrzydeł śruby zgodnej z liczbą cylindrów lub jej wielokrotnością.



Rys.2.7.: Charakterystyka śrub o dwóch różnych współczynnikach powierzchni

Na charakterystyki hydrodynamiczne śrub w warunkach eksploatacji mają również wpływ takie czynniki jak zanurzenie śruby oraz stan techniczny śruby. Wynurzenie się śruby powoduje spadek sprawności oraz zmniejszenie współczynników  $K_Q$  i  $K_T$ . Oznacza to, że przy tych samych obrotach śruby maleje odpowiednio moment i moc na stożku śruby oraz napór i moc naporu śruby. Moc i moment silnika nie będą mogły być wykorzystane w tych warunkach, na skutek ograniczenia prędkością obrotową.

Śruba wynurzająca się zasysa powietrze, stąd mogą powstawać dodatkowo niekorzystne zjawiska kawitacji powietrznej i drgania. W skrajnych przypadkach śruba przestaje być naturalnym hamulcem dla silnika. Znane są przypadki rozbiegania się i zniszczenia silnika głównego, związane z jednoczesnym, nieprawidłowym działaniem układu regulacji prędkości obrotowej.

Uważa się, że wpływ zmiany zanurzenia śruby nie występuje, gdy jej zanurzenie  $h \geq 1.3R$ .

Pogarszanie się stanu technicznego śruby jest związane ze zjawiskiem kawitacji, erozji, korozji i porostania śruby oraz z jej uszkodzeniami mechanicznymi. Powoduje ono zawsze wzrost współczynnika  $K_Q$  oraz spadek sprawności śruby. Aby ograniczyć wpływ tych zjawisk śruba powinna być okresowo kontrolowana, naprawiana przez szlifowanie. Uważa się, że wzrost średniej chropowatości skrzydeł o 10  $\mu\text{m}$  powoduje spadek jej sprawności o 1 %.

### 3. CHARAKTERYSTYKI OBROTOWE

Charakterystyki hydrodynamiczne są mało przydatne dla mechaników obsługujących układy napędowe statku. Wygodniej jest przedstawiać zależności opisujące pracę śruby w układzie współrzędnych, w jakich sporządzane są charakterystyki silnika.

Krzywe opisujące pracę silnika i śruby przedstawione w tym samym układzie współrzędnych umożliwiają analizę ich współpracy. Charakterystyki silnika wykreślane są najczęściej we współrzędnych  $N_e = f(n)$  lub  $M = f(n)$ . Można więc przekształcić równania opisujące charakterystyki śrub na ten typ zależności.

Ze wzoru na współczynnik momentu śruby można wyprowadzić następujące zależności:

$$K_Q = \frac{Q}{\rho \cdot D^5 \cdot n^2}$$

$$Q = \rho \cdot D^5 \cdot K_Q \cdot n^2$$

$$Q = b \cdot K_Q \cdot n^2$$

Dla danej średnicy śruby  $D$  i gęstości wody  $\rho$ , współczynnik  $b = D \cdot \rho$  jest stały, czyli moment śruby  $Q$  jest funkcją współczynnika  $K_Q$  i prędkości obrotowej śruby  $n$  w drugiej potęgze. W trakcie eksploatacji współczynnik momentu  $K_Q$  zależy od:

- warunków pływania,
- skoku śruby,
- zanurzenia śruby,
- stanu technicznego śruby.

$$N_s = 2\pi \cdot Q \cdot n = 2\pi \cdot b \cdot K_Q \cdot n^3$$

$$N_s = b' \cdot K_Q \cdot n^3$$

gdzie:

$$b' = 2\pi \cdot b = 2\pi \cdot \rho \cdot D^5$$

#### 2.3. ŚRUBA STAŁA

Jak wynika z charakterystyk hydrodynamicznych śrub o stałym skoku, współczynnik momentu posiada stałą wartość w warunkach konstrukcyjnych oraz w każdych innych warunkach pływania, jeżeli zanurzenie śruby i jej stan techniczny jest ustalony. Wtedy można zapisać:

$$N_s = c' \cdot n^3$$

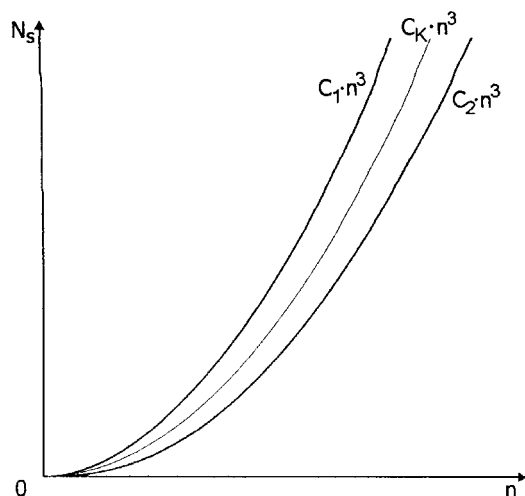
gdzie:

$$c' = b' \cdot K_Q$$

Współczynnik  $c'$  zależy od warunków eksploatacyjnych i jest stały w określonych warunkach eksploatacji. Jego wartość rośnie, gdy warunki pływania ulegają pogorszeniu oraz gdy pogarsza się stan techniczny śruby. Odwrotnie, wartość współczynnika maleje, gdy śruba się wynurza lub gdy warunki pływania ulegają poprawie. Trzeba jednak zwrócić uwagę na to, że moc na stożku śruby zależy od mocy holowania i sprawności napędowej, zgodnie ze wzorem:

$$N_s = \frac{N_h}{\eta_D} = \frac{R \cdot v}{\eta_D}$$

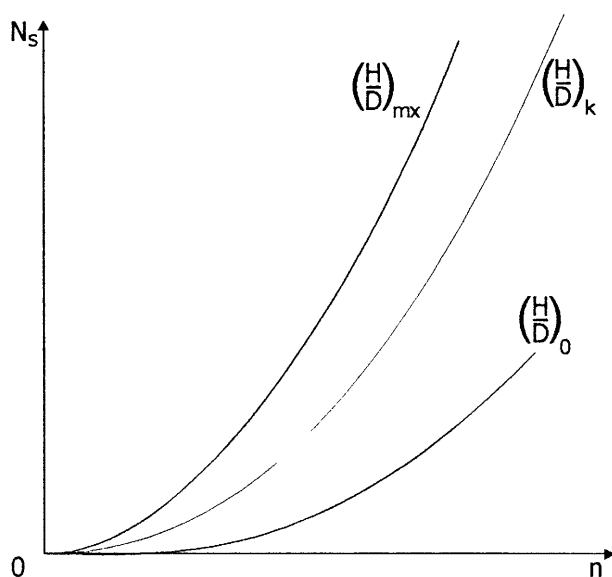
Na rzeczywisty przebieg funkcji  $N_s = c' n^3$  może mieć wpływ charakterystyka oporowa okrętu oraz zmienność sprawności napędowej przy różnych prędkościach statku i obrotach śruby. Zależność ta jest przedstawiona na rysunku.



Rys.3.1.: Charakterystyka obrotowa śruby stałej;  $c_k$  - warunki konstrukcyjne,  $c_1$  - gorsze warunki pływania, gorszy stan techniczny śruby,  $c_2$  - statek pod balastem, w dobrych warunkach pogodowych.

### 2.3. ŚRUBA NASTAWNA

Dla śruby nastawnej można również zapisać zależność:  $N_s = c' n^3$ .



Rys.3.2.: Charakterystyka obrotowa śruby nastawnej w ustalonych warunkach pływania

W tym jednak przypadku, współczynnik  $c'$  zależy także od skoku śruby i rośnie ze wzrostem wartości skoku śruby  $H$ .

### 2.3. POLE PRACY (OBCIĄŻEŃ) I WYBRANE CHARAKTERYSTYKI TŁOKOWYCH SILNIKÓW SPALINOWYCH NAPĘDU GŁÓWNEGO

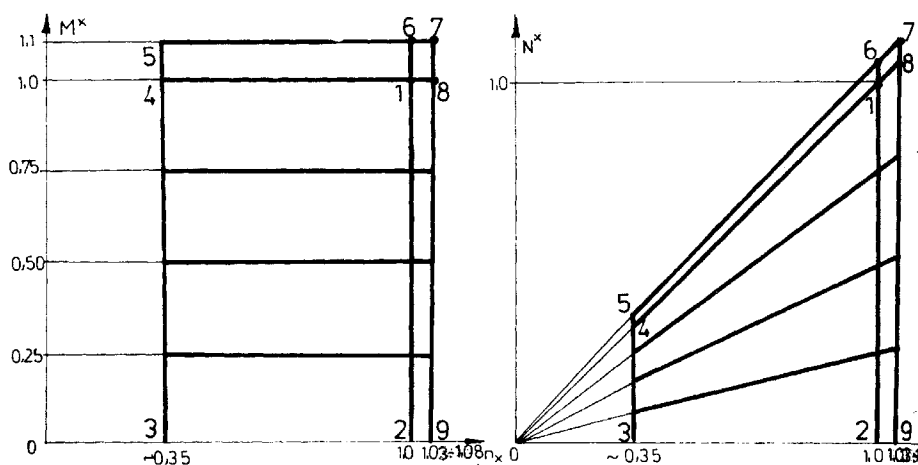
Dla określenia techniczno-eksploatacyjnych wskaźników pracy silników okrętowych w różnych warunkach eksploatacji służą ich charakterystyki, to znaczy, graficzne lub analityczne przedstawienie zależności i parametrów charakteryzujących pracę silnika. W przypadku głównych silników napędowych statku, które, jak wiadomo, z zasady pracują przy różnych prędkościach obrotowych, najczęściej używane są, z racji swojej przydatności i wygody, charakterystyki obrotowe. Jest to graficzne przedstawienie momentu i mocy użytecznej, względnie innych parametrów czy też osiąągów silnika (np. średnie ciśnienie, temperatury spalin, zużycie paliwa itp.) w funkcji jego prędkości obrotowej.

Jednym z rodzajów charakterystyk obrotowych jest charakterystyka zewnętrzna silnika spalinowego, gdzie w funkcji prędkości obrotowej przedstawiona jest zależność momentu i mocy dla ustalonych nastaw pompy wtryskowej.

W rozważaniach o charakterze teoretycznym i ogólnym, w przypadku silników niedoładowanych lub o stałym ciśnieniu doładowania, często pomija się zmiany sprawności wolumetrycznej pomp wtryskowych. Przyjmuje się upraszczające założenie, że przy ustalonej nastawie pompy (ustalanej dawce paliwa) moment silnika jest stały, tzn. nie zależy od liczby obrotów. Uproszczenie to jest dopuszczalne w związku z tym, że dla tych silników głównym i decydującym parametrem wpływającym na zmianę momentu jest wielkość dawki paliwa przypadająca na jeden cykl pracy. Wówczas moc może być przedstawiona jako zależność liniowa prędkości obrotowej.

Mówiąc o silnikach w aspekcie ich przydatności do napędu głównego statków, należy mieć na względzie ich zdolności adaptacyjne do zmian obciążenia i przeciążenia. Pod tym względem lepsze właściwości mają silniki wirnikowe (turbiny parowe i turbiny spalinowe), gdyż w razie spadku ich prędkości obrotowej rośnie moment obrotowy, i odwrotnie - w razie nadmiernego wzrostu wielkości obrotów - moment obrotowy maleje. W pewnym przybliżeniu jest to zgodne z zapotrzebowaniem momentu przez śrubę napędową statku. Na przykład w razie pogorszenia się zewnętrznych warunków pływania, gdy wielkość obrotów śruby obniży się, moment obrotowy wzrośnie - co pozwoli na łatwiejsze pokonywanie zwiększonych oporów pracy śruby. Natomiast cechą tłokowego silnika spalinowego jest utrzymywanie prawie stałego momentu obrotowego niezależnie od jego prędkości obrotowej, a ewentualne dopuszczalne maksymalne przekroczenie momentu ponad jego nominalną wielkość nie przekracza ok. 10%. Zastosowanie wielozakresowego regulatora prędkości obrotowej pozwala na wzrost momentu bez wyraźnej zmiany wielkości obrotów, ale tylko w zakresie dopuszczalnym (granice ustalają producenci silników).

Na rysunku przedstawiono teoretyczne charakterystyki zależności momentu i mocy tłokowych silników spalinowych o stałym ciśnieniu doładowania zależnie od wielkości ich obrotów, w bezwymiarowych (względnych) układach współrzędnych.



Rys.3.3.: Teoretyczne charakterystyki obrotowe tłokowego silnika spalinowego:  $M^* = f(n)$  i  $N^* = f(n)$ ; Pole A: 3-5-7-9-3 - pole dopuszczalnych w obciążeniach i stabilnej pracy silnika, Pole B: 1-2-3-4-1 - pole eksploatacyjne długotrwałej pracy silnika, Pole C: 1-2-9-7-5-4-1 - pole przeciążeniowe, a w tym: 1-2-9-8-1 - pole przeciążenia prędkością obrotową, 1-4-5-6-1 - pole przeciążenia momentem, 1-6-7-8-1 - pole przeciążenia i momentem i obrotami.

Przyjęto, że stabilna praca silnika jest możliwa w zakresie prędkości obrotowej od 0,35 do 1,05 wielkości obrotów nominalnych.

W każdym punkcie pola eksploatacyjnego praca silnika jest nieograniczona w czasie. W polu przeciążenia praca silnika może być dopuszczalna tylko w ciągu pewnego, ograniczonego czasu na przykład 1 h na 12 godzin pracy - w przypadku zgody producenta silników.

Ograniczenia te wynikają dla pola A - z powodu dużych obciążeń elementów układu korbowego siłami bezwładności, dla pola B - głównie ze względu na przeciążenie cieplne tłoków i komór spalania, a dla pola C: - jednocześnie z obu względów.

W odniesieniu do okrętowych tłokowych silników spalinowych spotykamy się z następującymi pojęciami mocy, momentu i prędkości obrotowej:

**$N_{nom}$  - moc znamionowa** (inaczej znamionowa): - jest to moc, jaką zapewnia zakład wytwórczy dla ciągłej pracy silnika spalinowego bez przeciążenia cieplnego w normalnych warunkach atmosferycznych i przy określonych fabrycznie warunkach pracy, a szczególnie dolotu powietrza i odlotu spalin. Nazywają ją też maksymalną mocą pracy ciągłej. Obciążenie znamionowe jest ważną cechą konstrukcyjną silnika. Stanowi ono m. in. podstawę doboru silników do napędu statku oraz jest punktem wyjścia dla określania zakresu dopuszczalnych obciążeń silnika w czasie eksploatacji, czyli do ustalenia pola obciążeń silnika. Pod pojęciem obciążenia znamionowego silnika rozumie się deklarowaną przez wytwórcę wartość maksymalnej mocy, którą jego silnik może osiągać trwale w określonych warunkach, przy deklarowanej prędkości obrotowej. Ta maksymalna moc trwała nosi nazwę mocy znamionowej ( $N_{nom}$ ), zaś deklarowana prędkość obrotowa jest znamionową prędkością obrotową ( $n_{nom}$ ). Punkt obciążenia znamionowego silnika określa równanie definicyjne:

$$N_{nom} = 2\pi \cdot M_{nom} \cdot n_{nom}$$

W punkcie tym, zarówno moc znamionowa jak i moment znamionowy są wartościami maksymalnego trwałego obciążenia silnika. Deklarowane przez wytwórców maksymalne trwale prędkości obrotowe silników głównych są z reguły większe od wartości znamionowych na ogół od 3 do 5 %  $n_{nom}$ .

Deklarowana przez wytwórców silników okrętowych moc znamionowa jest mocą użyteczną na sprzęgle silnika, dostosowaną do warunków przyszłej eksploatacji.

Przed wejściem statku do eksploatacji powinny być spełnione następujące wymagania:

- Silnik powinien być przystosowany do pracy w warunkach otoczenia, w których będzie eksploatowany. Jeżeli statek ma być eksploatowany w żegludze nieograniczonej, to silnik musi być przystosowany do pracy w warunkach tropikalnych (w szczególnym przypadku trzeba też uwzględnić strefę arktyczną). Według zaleceń IACS (International Association of Classification Societies) warunki tropikalne są określane następująco:
  - temperatura powietrza na dolocie do silnika 318 K (45 °C),
  - ciśnienie powietrza 100 kPa,
  - wilgotność względna powietrza 60%,
  - temperatura wody morskiej na dolocie do chłodnicy powietrza doładowującego 305 K (32 °C).
  - w przypadku chłodzenia centralnego, przyjmuje się temperaturę wody słodkiej odpowiednio wyższą, na ogół 36 °C.
- Silnik powinien pomyślnie przejść próby na hamowni u wytwórcy.
- Silnik powinien być prawidłowo dobrany do układu napędowego statku. W tym zakresie powinny być wzięte pod uwagę zalecenia wytwórcy silnika.
- Instalacje obsługujące silnik powinny być zaprojektowane i wykonane zgodnie z wytycznymi wytwórcy silnika.
- Silnik po demontażu u wytwórcy powinien być prawidłowo zmontowany na statku oraz połączony z linią wałów i z instalacjami z nim związanymi.
- Silnik oraz instalacje i urządzenia z nim związane powinny być prawidłowo przygotowane do prób na uwięzi i w morzu oraz przejść pomyślnie te próby.

Zrealizowanie powyższych wymagań jest podstawą przyszłej trwałej i niezawodnej pracy silnika; nie tylko na obciążeniu znamionowym. W eksploatacji szczególnie ważnym jest przestrzeganie zaleceń zawartych w instrukcjach obsługi i wytycznych producentów.

Trwała praca silnika na obciążeniu znamionowym w czasie eksploatacji wymaga:

- nienagannego stanu technicznego silnika, przestrzegania zaleceń dotyczących bieżącej obsługi oraz przeglądów i napraw okresowych,
- prawidłowej regulacji i sterowania,
- obciążenia stabilnym momentem,
- przestrzegania zaleceń wytwórcy silnika odnośnie własności bunkrowanego paliwa i jego przygotowania przed podaniem do silnika,
- przestrzegania zaleceń dotyczących przeciwiśnienia wydechu i oporów ssania powietrza,
- przestrzegania zaleceń dotyczących parametrów i własności czynników roboczych; dotyczy to: temperatur, ciśnień, natężeń przepływu, własności fizyko - chemicznych, czystości i innych,
- pracy silnika w warunkach otoczenia nie gorszych od tych, na jakie zaprojektowano silnik i układy z nim związane.

Na zrealizowanie powyższych wymagań i zaleceń ma wpływ nie tylko załoga statku. Mają tutaj swój udział producent silnika, biuro projektowe, stocznia produkcyjna i stocznie remontowe, służby armatorskie, dostawcy paliwa i olejów smarowych, dostawcy części zamiennych oraz szeregu innych urządzeń, a także obiektywne warunki pływania (pogoda i klimat).

W praktyce eksploatacyjnej występuje wiele różnorodnych czynników, czasem trudnych do zidentyfikowania, które mogą powodować to, że trwała praca silnika na obciążeniu znamionowym będzie prowadziła do przeciążeń cieplnych i mechanicznych.

Z tych względów eksploatuje się silniki na obciążeniach niższych od znamionowych. Na ogół maksymalne trwałe moce eksploatacyjne powinny być niższe o 10 do 15 % od znamionowych. Moc znamionowa jest najczęściej traktowana jako moc granicznej nastawy paliwowej i w normalnych warunkach nie może być przekraczana.

Jednakże silniki główne powinny być przystosowane do przeciążenia w szczególnych przypadkach. Zgodnie z wymaganiami przepisów, moc przeciążeniowa powinna wynosić 110%  $N_{nom}$  i być dostępna w ciągu 1 godziny lub z przerwami, w okresie 12 godzinnej pracy silnika. Zdolność silnika do pracy na mocy przeciążeniowej powinna być sprawdzona na hamowni u wytwórcy. Dopuszcza się możliwość przeciążenia silnika podczas prób morskich w obecności przedstawiciela wytwórcy.

**$N_{max}$  - moc maksymalna** (przeciążeniowa): - najwyższa dopuszczalna moc, jaką silnik spalinowy zdolny jest rozwijać w ograniczonym czasie i przy przeciążeniu cieplnym przy maksymalnej nastawie paliwowej.

**$N_{eksp}$  - moc eksploatacyjna**, zwana też mocą długotrwałą: - największa moc użyteczna zalecana przez wytwórcę, jaką może rozwijać silnik spalinowy w czasie nieograniczonym to znaczy w nieograniczonym czasie w warunkach stałego obciążenia, w warunkach normalnej eksploatacji morskiej, gdy statek płynie z prędkością eksploatacyjną. Moc ta zwykle wynosi około 85÷90% mocy nominalnej. Silnik zazwyczaj jest tak wyregulowany, że występuje wtedy minimalne jednostkowe zużycie paliwa (przy eksploatacyjnej prędkości obrotowej). Poniżej tej mocy i powyżej, praca silnika przeważnie jest mniej ekonomiczna. Ten zapas mocy bywa wykorzystywany tylko w wyjątkowych sytuacjach eksploatacyjnych, np. podczas silnego sztormu. Potocznie używa się określeń praca ciągła lub praca trwała.

**$N_e$  - moc użyteczna** (inaczej efektywna): - jest to moc, jaką silnik w warunkach eksploatacji przekazuje napędzanemu odbiornikowi, na przykład linii wałów napędzającej śrubę okrętową.

**$N_{trw}$  - moc trwała**, zwana też mocą ciągłą (ciągłej pracy): - jest to maksymalna moc użyteczna, jaką silnik może trwale rozwijać przy różnych prędkościach obrotowych w danych warunkach pracy, (przy uwzględnieniu warunków dolotu powietrza i wylotu spalin).

**$N_{min}$  - moc minimalna**: - najmniejsza moc użyteczna, jaką silnik spalinowy może rozwijać, pracując w sposób stabilny na nominalnej charakterystyce śrubowej.

**$n_{nom}$  - prędkość obrotowa nominalna** (inaczej znamionowa): - jest to podana przez wytwórcę wielkość obrotów, przy których silnik rozwija moc nominalną w przypadku obciążenia go nominalnym momentem.

**$n_{max}$  - prędkość obrotowa maksymalna**: - największa prędkość obrotowa, jaką dla danego silnika dopuszcza producent, przy jednoczesnym określeniu ograniczeń czasu trwania takiej pracy. W silnikach okrętowych napędu głównego (tłokowych spalinowych) prędkość ta zazwyczaj wynosi od 103% do 108% prędkości obrotowej nominalnej (jedynie w czasie prób zdawczo-odbiorczych statku pod balastem).

**$n_{eksp}$  - prędkość obrotowa eksploatacyjna**: - jest to dopuszczalna wielkość obrotów w nieograniczonym czasie dla silnika obciążonego w różnym stopniu, podczas typowych warunków eksploatacyjnych statku. Dla silników napędu głównego statków o kadłubach wypornościowych eksploatacyjna prędkość obrotowa wynika z zależności:

$$n_{eksp} \cong n_{nom} \cdot \sqrt[3]{\frac{N_{eksp}}{N_{nom}}}$$

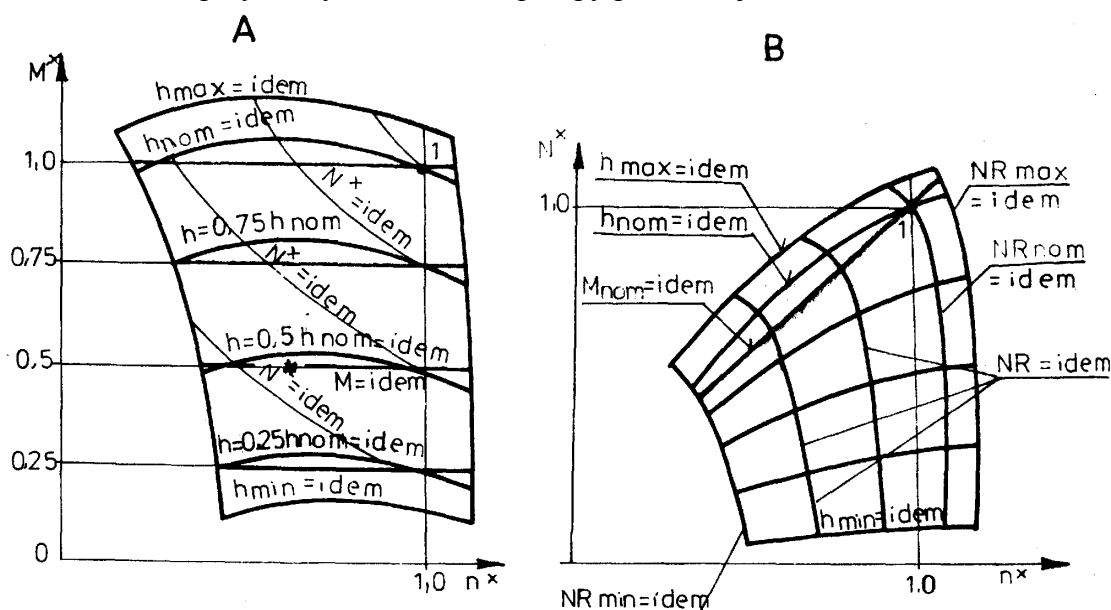
Eksploatacyjna prędkość obrotowa odpowiadająca mocy eksploatacyjnej, jak wynika z zależności podanej wyżej, odpowiada wielkości obrotów (0.92÷0.97)  $n_{nom}$ . W rzeczywistości jednak producenci silników przeważnie przesuwają ją w kierunku wyższych obrotów. Na przykład Sulzer dla niektórych silników wolnoobrotowych określa zakres tych prędkości obrotowych 0,965÷1,03 $n_{nom}$ , pod warunkiem że  $N_e < 0.9 N_{nom}$ .

**$n_{\min}$  - prędkość obrotowa minimalna:** - minimalne obroty stabilnej pracy silnika. W tłokowych silnikach spalinowych obroty te stanowią około  $0.3 \div 0.4 n_{\text{nom}}$ .

Przyjęte wyżej założenie upraszczające, że moment obrotowy jest niezależny od wielkości obrotów rozwijanych przez silnik, a tylko od wielkości dawki paliwa, jest dopuszczalne jedynie w rozważaniach mniej dokładnych. W rzeczywistości, mimo ustalonej wielkości nastawy dawki pompy wtryskowej przypadającej na jeden cykl pracy w cylindrze silnika, z racji różnego czasu spalania, różnej intensywności chłodzenia cylindrów, różnej sprawności wolumetrycznej pompy paliwowej, różnego dławienia przepływów, wraz ze zmianą wielkości obrotów silnika moment ulega zmianie w pewnym, zresztą ograniczonym zakresie.

W zakresie małych prędkości obrotowych mniejsza efektywność pracy silnika wynika głównie ze zwiększonego odprowadzania ciepła do wody chłodzącej. Następuje obniżenie temperatury ścianek tulei i głowic, a tym samym pogorszenie się procesu spalania. Natomiast w zakresie dużych prędkości obrotowych występuje obniżenie sprawności wolumetrycznej pomp paliwowych oraz wzrost oporów przepływu powietrza i spalin.

Obrazuje to rysunek, na którym przedstawiono zależność rzeczywistego momentu od wielkości obrotów dla różnych ustalonych nastaw pompy paliwowej. Na rysunku tym naniesiono także linie  $N^* = \text{idem}$ . Wykresy tego rodzaju nasze nazwę charakterystyk zewnętrznych i mocy częściowych, gdyż obrazują moment, czy też moc, jaki silnik może przekazać „na zewnątrz” przy różnych nastawach pompy paliwowej.



Rys.3.4.: Charakterystyki: zewnętrzna, momentów (A) i mocy (B) częściowych wysokopięnego tłokowego silnika spalinowego o stałym ciśnieniu doładowania z wielozakresowym regulatorem prędkości obrotowej

Z rysunku wynika, że linie  $M = \text{idem}$  nie są zupełnie równoważne krzywom  $h = \text{idem}$ , mimo że na każdy obrót teoretycznie przypada określona - taka sama dawka paliwa. Zrozumiałe, że skoro przy ustalonej nastawie pompy wtryskowej  $M \neq \text{const}$ , więc też w układzie  $N$ - $n$  linie mocy nie są liniami prostymi.

Spośród dużej liczby możliwych nastaw pompy wtryskowej, a tym samym dużej liczby możliwych krzywych charakterystyk zewnętrznych (momentów i mocy częściowych) silnika, niektóre ze względu na swoje znaczenie dla eksploatacji otrzymały specjalne nazwy.

**Charakterystyka przeciążeniowa** - charakterystyka graniczna silnika, lub też zewnętrzna charakterystyka mocy maksymalnej. Listwa nastawy pompy wtryskowej jest odpowiednio zablokowana, co uniemożliwia przekroczenie tej wartości i dalsze przeciążenie

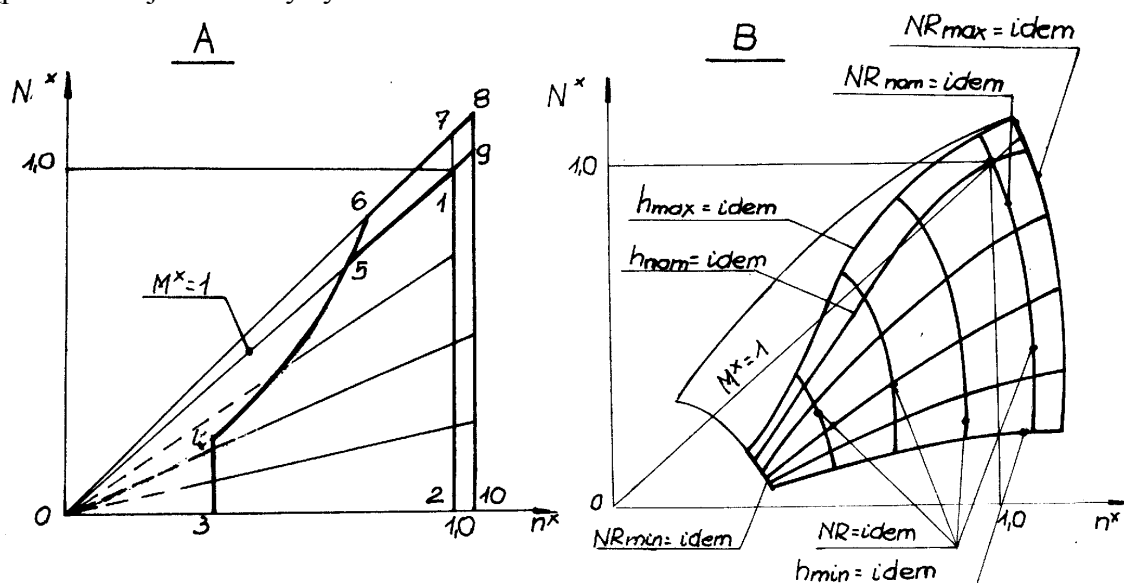


silnika momentem. Praca silnika według tej charakterystyki jest dopuszczalna tylko w ograniczonym czasie.

**Charakterystyka mocy nominalnej**, chociaż poprawnie powinna nazywać się charakterystyką zewnętrzną mocy, nastawy nominalnej pompy paliwowej. Przechodzi ona przez punkt nominalnej pracy silnika. W punkcie nominalnym, jak wspomniano wyżej, może być realizowana praca bez ograniczeń czasowych, ale tylko w razie spełniania wymaganych przez fabrykę warunków pracy silnika.

Wiele współczesnych okrętowych tłokowych silników spalinowych posiada stałe (prawie stałe) ciśnienie powietrza ładującego. Jednakże spora ilość silników, szczególnie o wysokim stopniu doładowania i starszej konstrukcji nie spełnia tego warunku. Dotyczy to głównie silników wyposażonych tylko w pojedyncze turbosprężarki powietrza, szczególnie jeżeli są one mniej sprawne. W przypadku silników szybkoobrotowych dość często bywa stosowany napęd mechaniczny sprężarek - od wału korbowego silnika. W tych rozwiązaniach przy mniejszych prędkościach obrotowych silnika jest także mniejsze ciśnienie powietrza doładowującego i tym samym mniejsze są ilości powietrza doprowadzane do cylindrów. Następuje więc pogorszenie procesu spalania i nawet dymienie silnika (mimo że silnik nie jest przeciążony momentem).

Charakterystyki obrotowe silników o niestałym ciśnieniu doładowania mają nieco inny przebieg. W razie mniejszych prędkości obrotowych silnika, przy wielkości obrotów  $(0.8 \div 0.9)n_{nom}$  kończy się przebieg według zewnętrznej charakterystyki granicznej - pojawia się odstępstwo od tej charakterystyki.



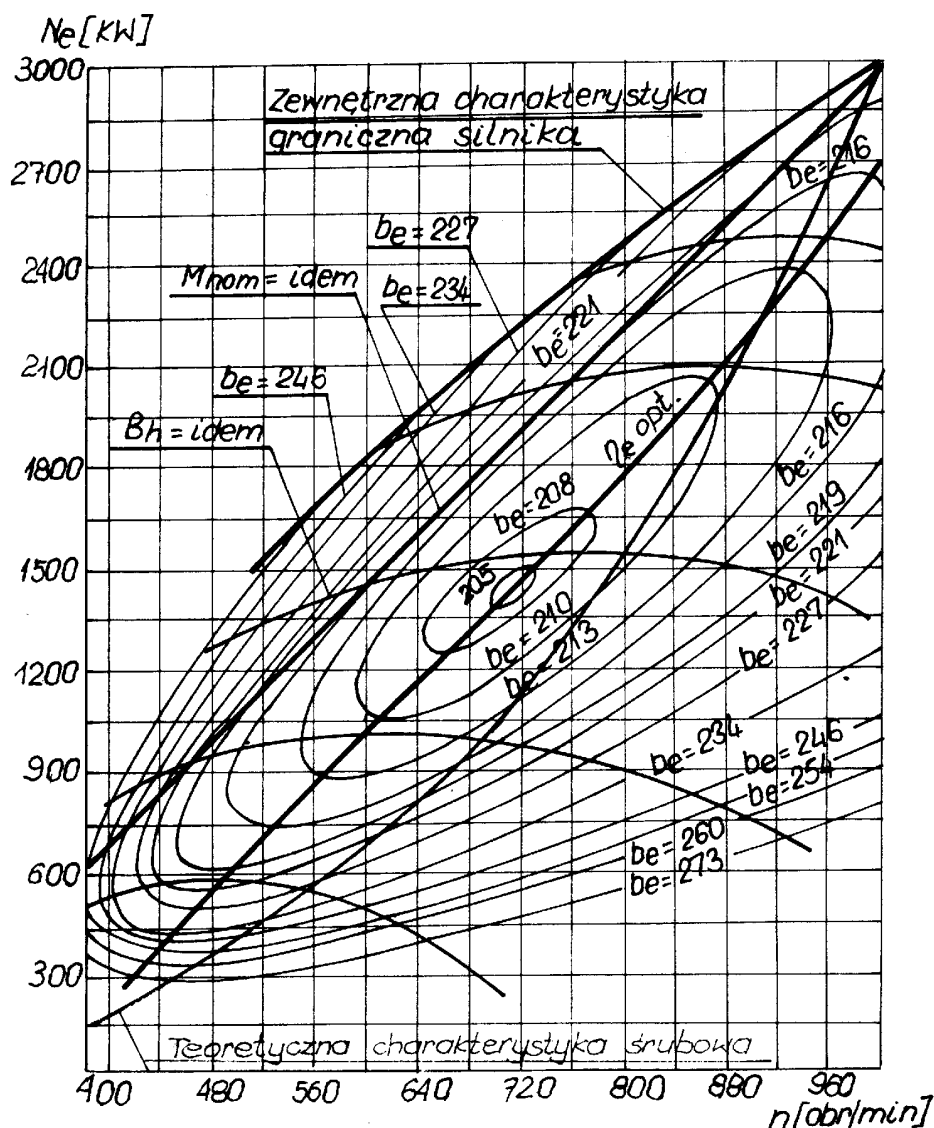
Rys.3.5.: Teoretyczne i rzeczywiste charakterystyki zewnętrzne (momentów i mocy częściowych), tłokowego silnika spalinowego o niestałym ciśnieniu doładowania.

Linia ograniczająca 4-5-6 nazywa się charakterystyką pompowania (minimalnego współczynnika nadmiaru powietrza), ale niekiedy nazywana też jest linią ograniczającą lub też linią graniczną momentu (mocy). Linia ta, dla doładowanych silników okrętowych, w przybliżeniu może być aproksymowana teoretyczną charakterystyką śrubową wychodzącą z punktu  $M_{nom}$ ,  $n \cong (0.7 \div 0.9)n_{nom}$ .

Na rysunku powyżej (B) przedstawiono charakterystykę zewnętrzną wysokoprężnego doładowanego tłokowego silnika spalinowego o niestałym ciśnieniu doładowania, z wielozakresowym regulatorem prędkości obrotowej. Dla porównania w tle rysunku (linią cienką) wyrysowano przybliżony obrys pola osiągow w przypadku silnika o stałym ciśnieniu doładowania i takiej samej mocy nominalnej.

Współczesne rozwiązania konstrukcyjne doładowania realizuje się przeważnie poprzez stosowanie na silniku kilku turbosprężarek (2÷3). Przy mniejszych obciążeniach silnika (mniejsza ilość spalin), stosowane jest wspomaganie pracy dmuchawami napędzanymi silnikami elektrycznymi, tak aby zapewnić stałe ciśnienie powietrza doładowującego w zakresie małych i średnich prędkości obrotowych, co jednak wymaga sporej mocy. W ostatnich latach na tyle wzrosła sprawność turbosprężarek, że przy dużych obciążeniach silników zapewniają stałe ciśnienie powietrza doładowującego.

Oprócz obrotowych charakterystyk zewnętrznych silników spalinowych, używana jest często wieloparametrowa charakterystyka uniwersalna (ogólna).



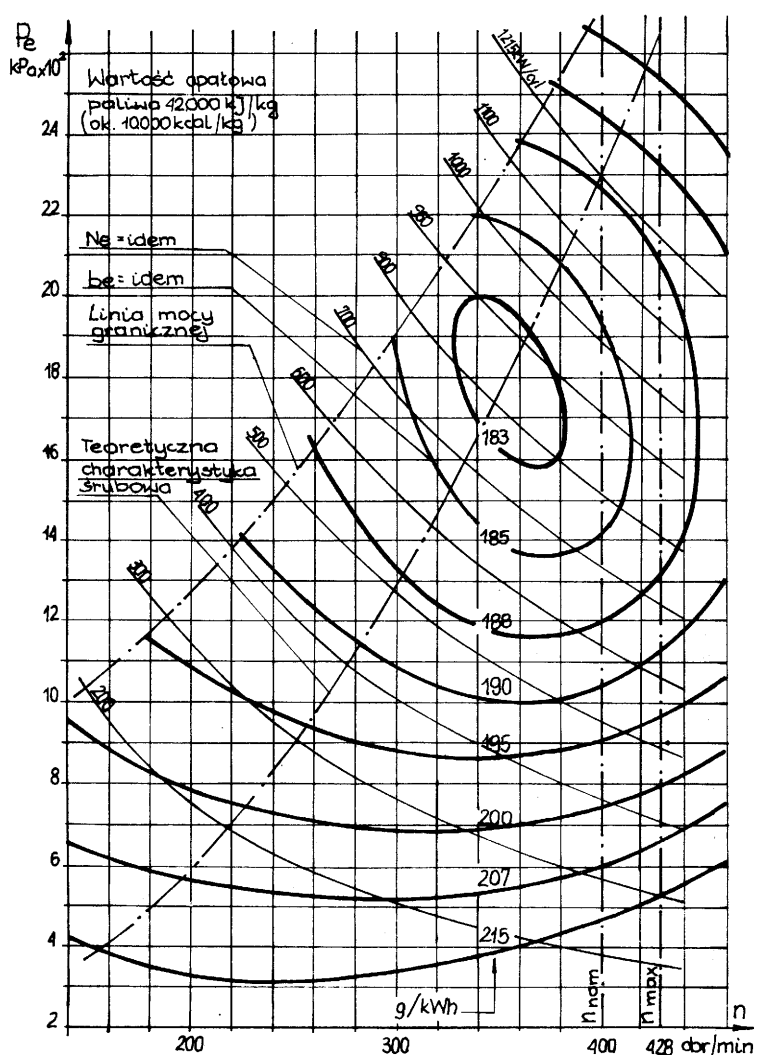
Rys.3.6.: Charakterystyka uniwersalna (ogólna) okrętowego średnioobrotowego tłokowego silnika spalinowego

W układzie N-n lub M-n naniesione są na tle pola osiąarów silnika dolotowego linie jednostkowego zużycia paliwa przez silnik  $b = idem$ , są to krzywe koncentryczne, dla których punkt minimum wypada zwykle w pobliżu parametrów eksploatacyjnych silnika. Punkt ten wyznacza prędkość obrotową i moment, optymalne ze względu na zużycie paliwa. Zwiększenie lub zmniejszenie wielkości obrotów czy też momentu względem tego punktu powoduje zawsze wzrost jednostkowego zużycia paliwa. Na tej charakterystyce mogą być także wyrysowane linie godzinowego zużycia paliwa  $B_h$ . Przez wierzchołki tych linii, a tym

samym i przez ekstrema krzywych jednostkowego zużycia paliwa przebiega krzywa sprawności optymalnej silnika.

Wynika stąd, że różnym wartościom mocy mogą być przyporządkowane pewne optymalne prędkości obrotowe silnika. Pożądane jest, aby krzywa sprawności optymalnych była możliwie najbardziej zbliżona do ewentualnej charakterystyki zapotrzebowania mocy (momentu przez śrubę napędową), to znaczy do charakterystyki śrubowej. Silnik okrętowy napędu statku nie pracuje w całym polu swoich osiągnięć, lecz tylko w stanach wynikających z zapotrzebowania mocy i wielkości obrotów przez śrubę.

Dość często producenci tłokowych silników spalinowych stosują układ współrzędnych  $P_e - n$  (średnie ciśnienie efektywne - prędkość obrotowa), gdzie przedstawiają przebieg krzywych stałych wielkości mocy  $N_e$ , wartości jednostkowego zużycia paliwa  $b$  oraz niekiedy także temperatury spalin. Są to wielkości łatwo mierzalne na hamowni fabrycznej, a jednocześnie charakteryzujące zależność zasadniczych parametrów dla wszystkich możliwych stanów pracy silnika.

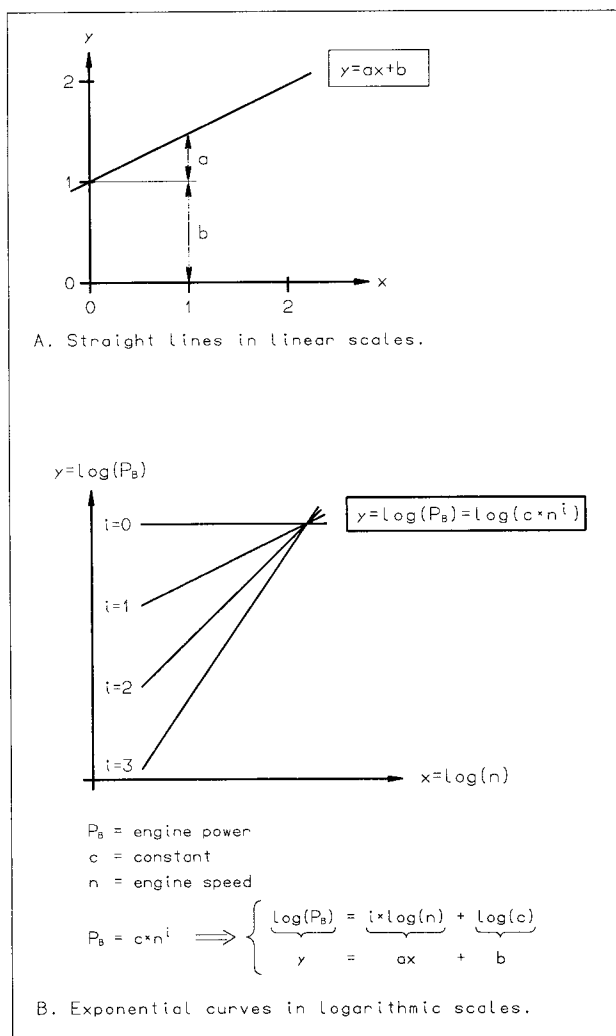


Rys.3.7.: Charakterystyka uniwersalna silnika Pielstick PC 4 w układzie  $P_e - n$ .

Ponieważ moment silnika jest proporcjonalny do średniego ciśnienia efektywnego więc charakterystyka taka jest w jakimś stopniu porównywalna z układem  $M_e - n$ . Poza tym na takiej charakterystyce jest zazwyczaj naniesiona linia ograniczająca dopuszczalną maksymalną moc pracy silnika w funkcji jego prędkości obrotowej. Warto zwrócić uwagę, że w warunkach okrętowych wygodniejsze są charakterystyki na układach  $N - n$  lub  $M - n$ ,

zdecydowanie preferowane przez konstruktorów i mechaników okrętowych, gdyż te właśnie parametry bezpośrednio stanowią o osiągnięciach silnika i układu napędowego statku.

Dla wygody pola obciążeń silników sporządzane są często w logarytmicznych układach współrzędnych. Ma to na celu sprowadzenie funkcji wykładniczych do postaci prostoliniowych. Zilustrowanie tego przedstawia rysunek.



Rys.3.8.: Wzajemne relacje pomiędzy skalowaniem liniowym i logarytmicznym układu współrzędnych dla funkcji wykładniczych

Wykładnik potęgi dla funkcji wykładniczej przy skalowaniu liniowym określa współczynnik kierunkowy funkcji przy skalowaniu logarytmicznym.

Można więc zapisać:

$i = 0$  – charakterystyki stałej mocy w całym zakresie prędkości obrotowych,

$i = 1$  - charakterystyki średniego ciśnienia efektywnego,

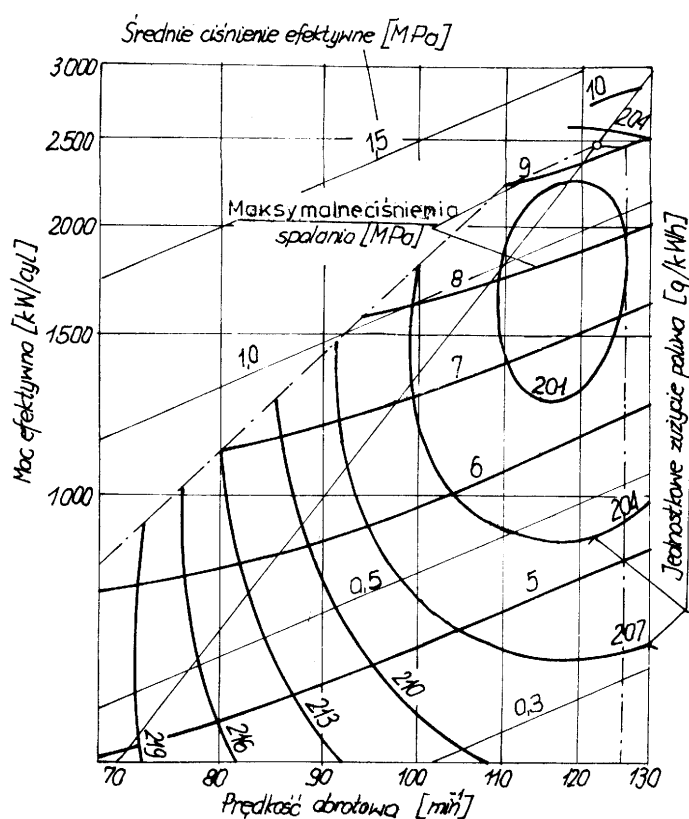
$i = 2$  – charakterystyki momentu obrotowego,

$i = 3$  - charakterystyki mocy.

Taką właśnie charakterystykę uniwersalną w układzie N-n dla wolnoobrotowego, okrętowego silnika Sulzer 8RND90M, przedstawia rysunek 3.9.

Typszereg i wielkości produkowanych tłokowych silników spalinowych są dość ograniczone. Tymczasem w okrętownictwie zapotrzebowanie na ich parametry i osiągi jest dość różne. Bywały częste sytuacje, że oferowane parametry silnika nie zawsze odpowiadały obliczeniowym parametrom projektowanego okrętowego napędu głównego. W tej sytuacji niektórzy producenci tłokowych silników zaczęli proponować dla swych wyrobów również

inne, alternatywne parametry, gdzie także gwarantowali wysokosprawną pracę. Początkowo były to jeden lub dwa stany pracy, przeważnie odpowiadające punktom nominalnej teoretycznej charakterystyki śrubowej, dla których deklarowano gotowość przeregulowania silnika, zapewniając wysoką jego sprawność.



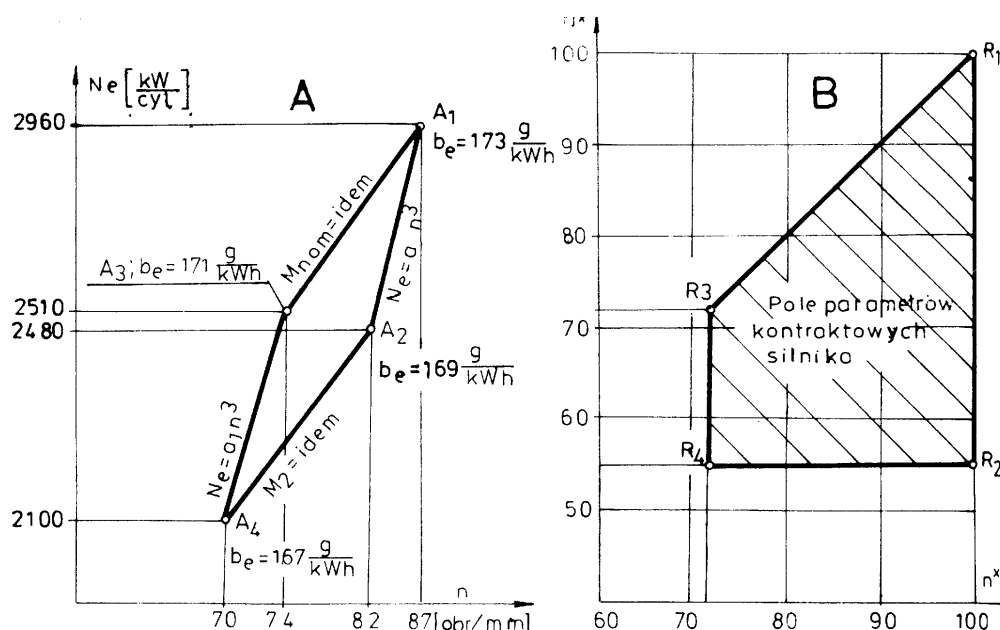
Rys.3.9.: Charakterystyka uniwersalna w układzie N-n wolnoobrotowego silnika Sulzer 8RND90M

W roku 1982 firma Sulzer zaproponowała (dla silników RTA-84) ewentualność przeregulowania już dla czterech różnych stanów pracy - nazywanych parametrami kontraktowymi, z których jeden A1 odpowiadał parametrom nominalnym. To znaczy że silnik, na życzenie klienta mógł być przeregulowany na inne parametry (kontraktowe) A2, A3 lub A4, gdzie producent także gwarantował wysoką sprawność (jednostkowe zużycie paliwa). Zalecał więc, aby śruby były wtedy dobierane tak, jakby każdy z tych pozostałych trzech stanów był także stanem nominalnej pracy silnika.

Warto zwrócić uwagę, że parametry kontraktowe A1 oraz A2 leżą na tej samej teoretycznej charakterystyce śrubowej mocy i podobnie A3 oraz A4. Natomiast parametry kontraktowe A1 oraz A3 leżą na linii tych samych wartości momentu obrotowego silnika i podobnie A2 i A4.

Szeroki zakres parametrów kontraktowych silnika stwarza możliwość odpowiedniej jego adaptacji, stosownie do wymogów projektowanego układu napędowego statku. Na rysunku powyżej (B) przedstawiono przykład pola parametrów kontraktowych dla silników Sulzer RTA. Ograniczają je cztery charakterystyczne punkty: R1, R2, R3 oraz R4. Punkt R1 odpowiada najwyższym nominalnym parametrom silnika. Jak wynika z tego rysunku, obszar umożliwiający różny dobór parametrów kontraktowych dla tych silników jest dość duży ( $55 \div 100$ )%  $N_{\text{nom}}$  i ( $72 \div 100$ )%  $n_{\text{nom}}$ .

Zrozumiałe, że w całym obszarze pola parametrów kontraktowych, to znaczy dla różnych parametrów kontraktowych ( $N_k, n_k$ ), nawet po odpowiednim przeregulowaniu nie uzyska się jednakowych wartości minimalnego zużycia paliwa.

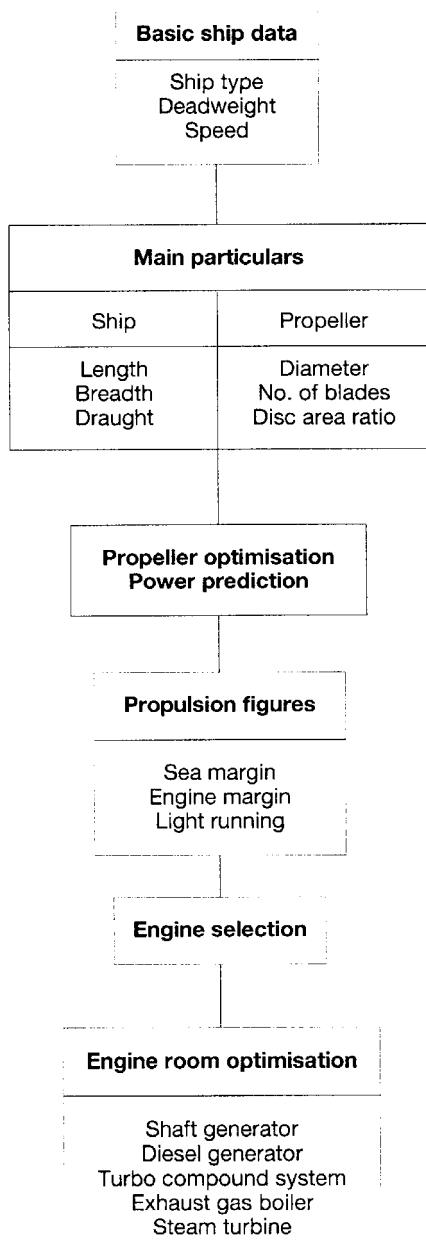


Rys.3.10.: Parametry kontraktowe silników Sulzer RTA-84; A - dawniejsze zalecenia, cztery punkty kontraktowe; B - współczesne zalecenia - pole kontraktowe silnika

Zmiany parametrów kontraktowych silnika uzyskuje się przede wszystkim poprzez odpowiednie przesterowanie układu paliwowego, poprzez regulację stopnia sprężania powietrza i regulację wydechu spalin, przez dobór odpowiednich turbosprężarek, a nawet stosowanie różnych tulei cylindrowych - ze względu na smarowanie. Aby zapewnić stałe ciśnienie doładowania, bywa też stosowany uzupełniający napęd elektryczny turbosprężarek.

U producenta silnik zamawiany jest według parametrów kontraktowych (**CMCR** - Contract Maximum Continuous Rating). Jednakże podaje się również jego przewidywane parametry eksploatacyjne (**CSR** - Continuous Service Rating). Mieszczą się one zazwyczaj w granicach  $0,80 \div 0,95$  mocy kontraktowej, gdyż w przeciętnych warunkach eksploatacji statku moc tej wielkości najczęściej jest wykorzystywana do napędu. Producent przygotowuje odpowiednie wyregulowanie silnika, aby minimum zużycia paliwa przypadło właśnie dla eksploatacyjnych parametrów pracy silnika, bądź w ich pobliżu. Naddatek mocy ponad eksploatacyjną nazywany jest zapasem operacyjnym mocy. Dla silników średnioobrotowych i szybkoobrotowych, tylko nieliczni producenci deklarują możliwość ich regulacji na jeden, czasem na dwa inne stany pracy.

## 4. ZASADY DOBORU SILNIKÓW NAPĘDU GŁÓWNEGO



Rys.4.1.: Schemat blokowy procesu doboru silników napędu głównego

### 2.3. ZAPOTRZEBOWANIE MOCY SILNIKA NAPĘDU GŁÓWNEGO

Na wstępnym etapie projektowym, po wyborze typu statku, jego rozmiaru i założeniu jego wstępnej prędkości określa się przybliżone wartości mocy funkcyjnie związane z prędkością obrotową silnika. Bazuje się w tym przypadku na przybliżonych wartościach

statków już zbudowanych i eksploatowanych. W ogólnym przypadku bierze się pod uwagę następujące wielkości:

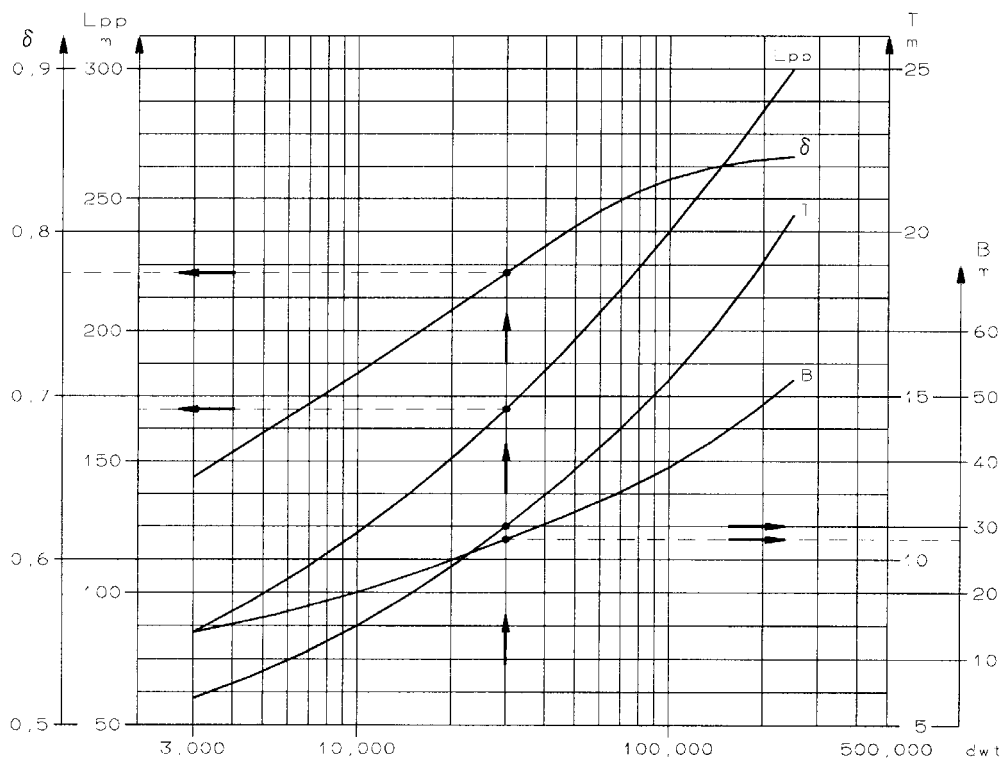
$L_{pp}$  – długość statku pomiędzy pionami [m],

$B$  – szerokość statku [m],

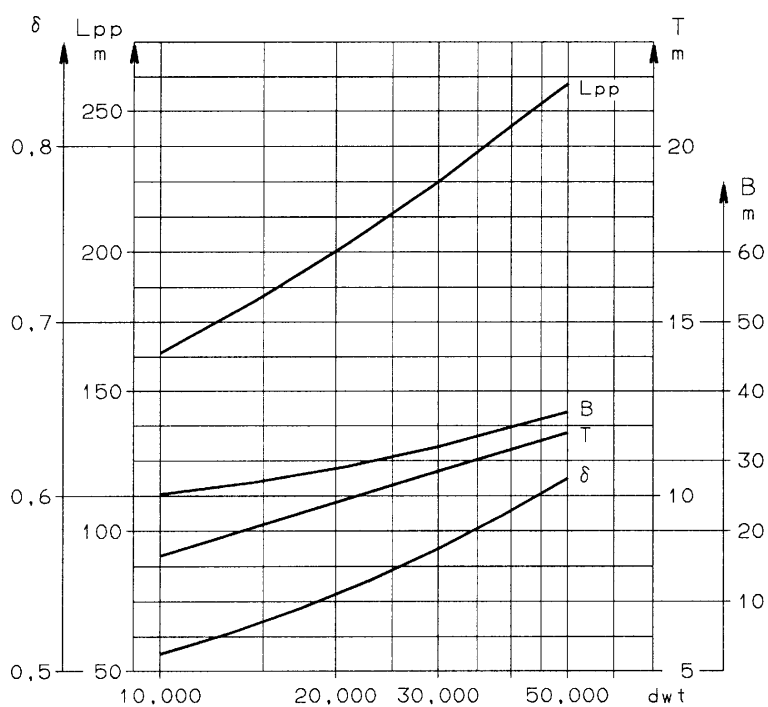
$T$  – zanurzenie statku [m],

$\delta$  - współczynnik pełnotliwości kadłuba.

Rysunki przedstawiają zbiór typowych wartości dla różnych typów statków.



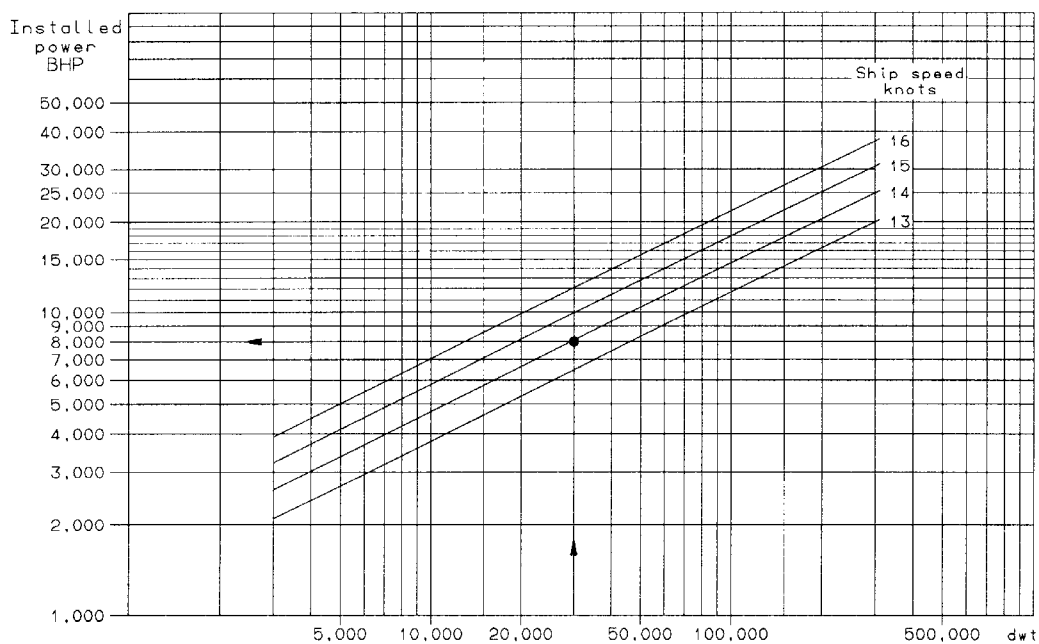
Rys.4.2.: Główne parametry kadłuba dla tankowców, masowców i drobnicowców



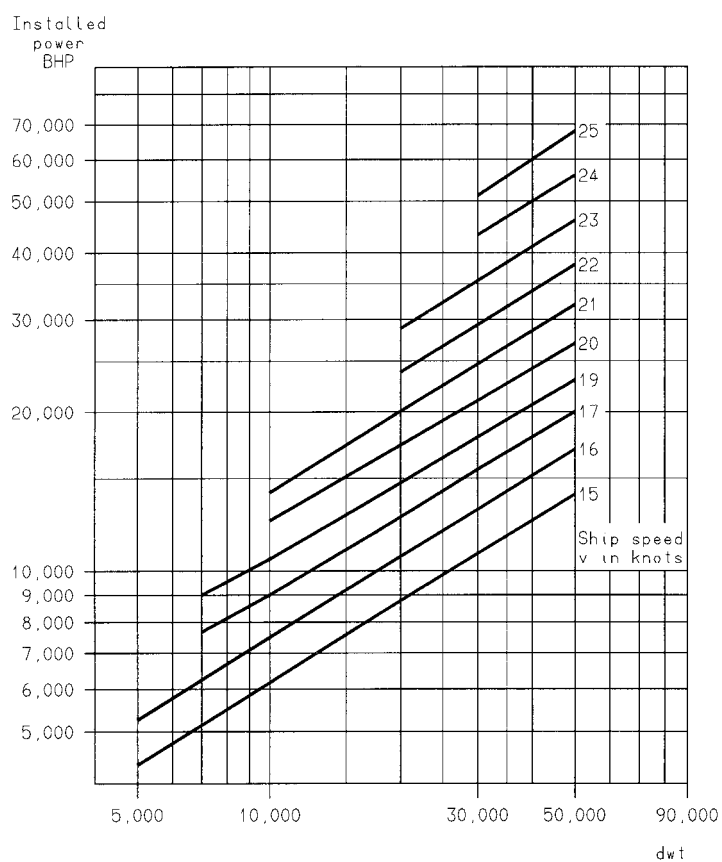


Rys.4.3.: Główne parametry kadłuba dla kontenerowców

Znając przybliżoną wartość nośności statku możliwe jest założenie zapotrzebowania mocy silnika napędu głównego. Również w tym przypadku opiera się to na danych statystycznych statków już zbudowanych i eksploatowanych.

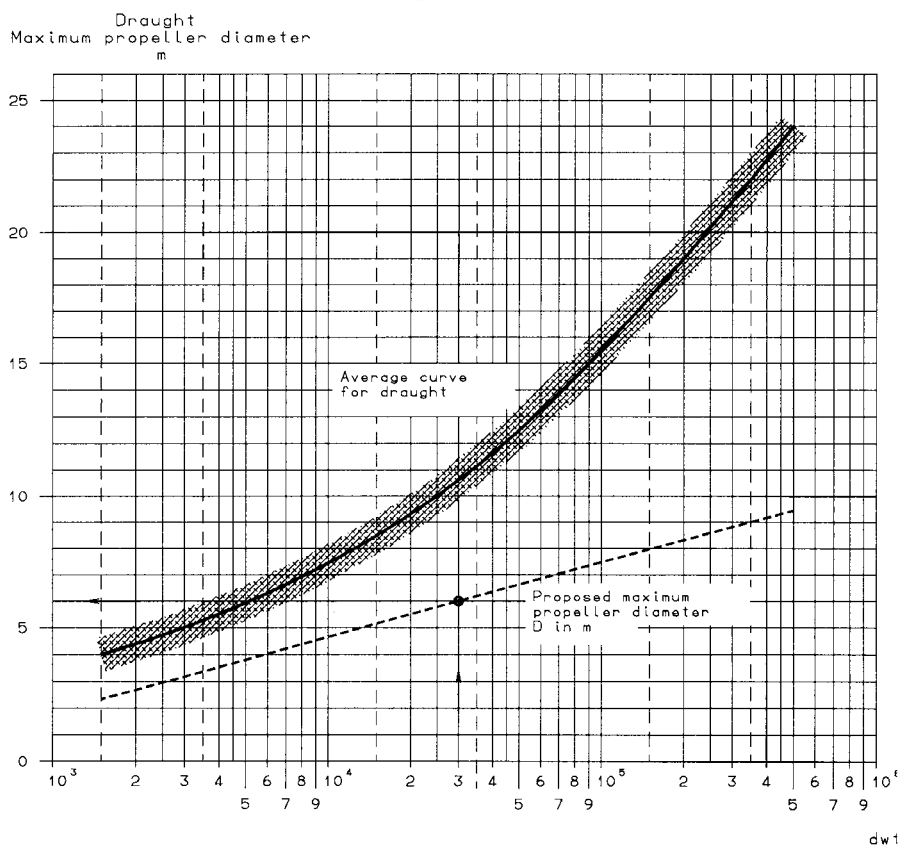


Rys.4.4.: Moc silników napędu głównego dla tankowców, masowców i drobnicowców



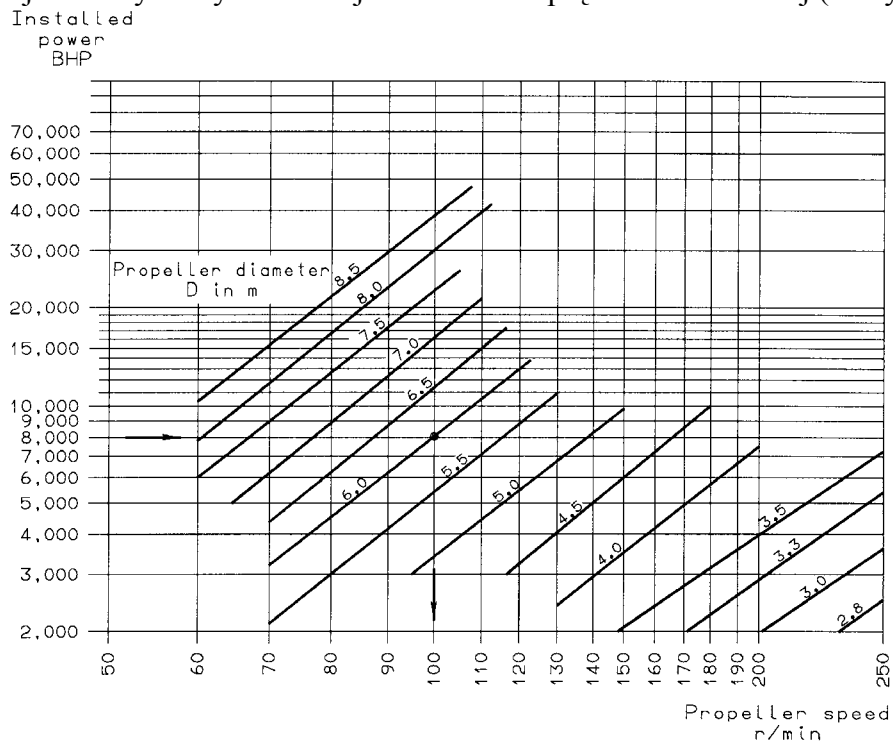
Rys.4.5.: Moc silników napędu głównego dla kontenerowców

Gdy znana jest przybliżona wartość mocy silnika napędu głównego, możliwe jest określenie największej średnicy śruby w oparciu o nośność statku.



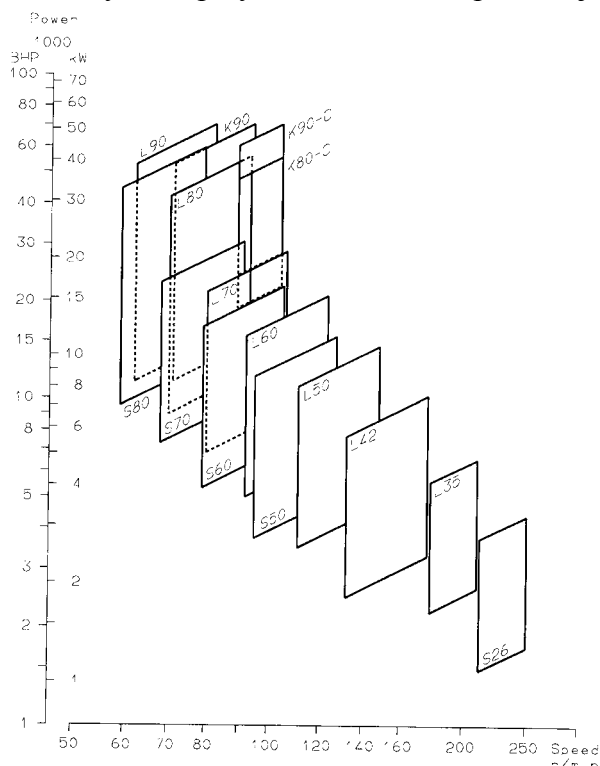
Rys.4.6.: Wartość zanurzenia i największej średnicy śruby dla statków o określonej nośności

Po dokonaniu wstępnego doboru zapotrzebowania mocy napędu głównego i największej średnicy śruby możliwe jest określenie prędkości obrotowej (śruby – silnika).

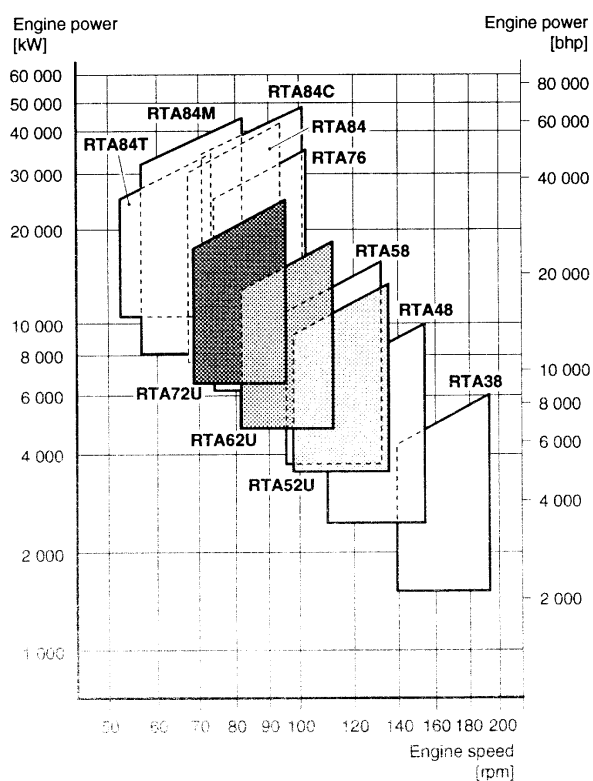


Rys.4.7.: Moc silnika napędu głównego, średnica śruby napędowej oraz robocza prędkość obrotowa dla śrub czterokrzydłowych

Tak otrzymane przybliżone wartości pozwalają na wybór typu silnika.



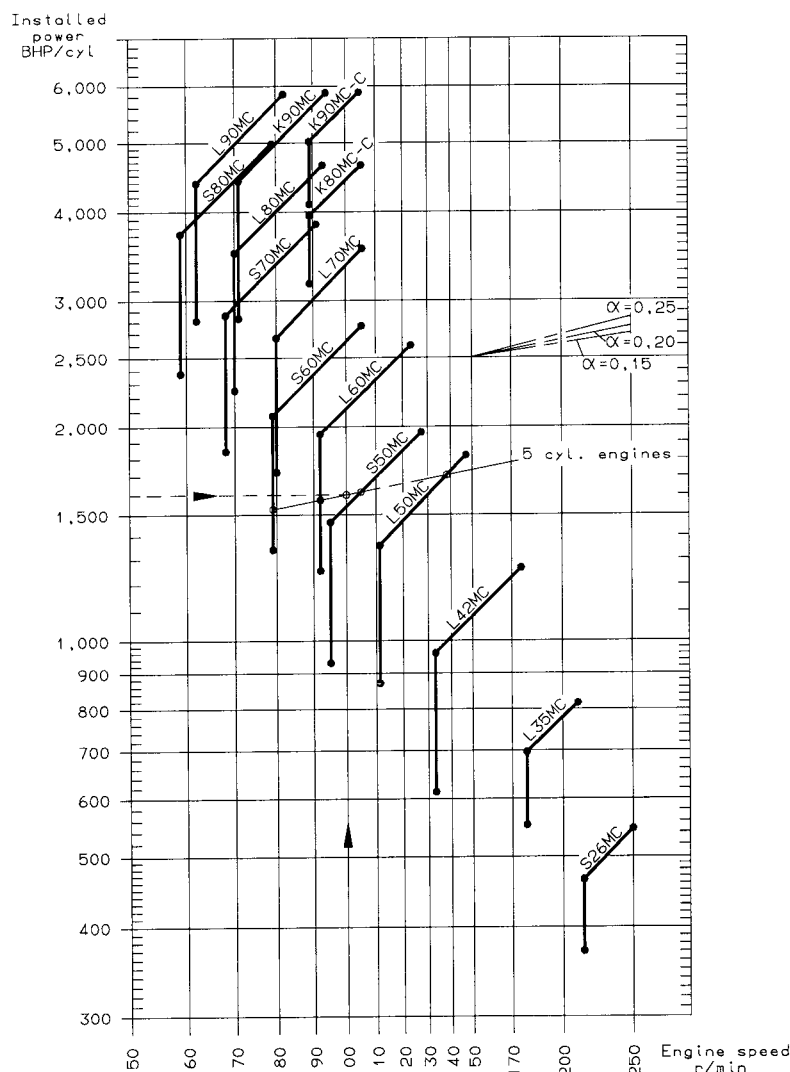
Rys.4.8.: Całkowity zakres możliwych zastosowań silników wolnoobrotowych firmy MAN B&W



Rys.4.9.: Całkowity zakres możliwych zastosowań silników wolnoobrotowych firmy Sulzer (Wartsila)

Wybór typu silnika zawężony do wcześniej określonych wartości mocy zapotrzebowanej i prędkości obrotowych, umożliwiony jest z uwzględnieniem i poprzez analizę dodatkowych czynników takich jak:

- wskaźniki objętościowe siłowni,
- wskaźniki ekonomiczne i eksploatacyjne.



Rys.4.10.: Dobór silnika (moc z jednego cylindra) na podstawie przyjętej prędkości obrotowej

Zawarte na rysunku linie współczynnika  $\alpha$  dotyczą wykładnika potęgi w równaniu:

$$P = P_{\text{ref}} \cdot \left( \frac{n}{n_{\text{ref}}} \right)^{\alpha}$$

$n_{\text{ref}}$  – prędkość obrotowa odniesienia,

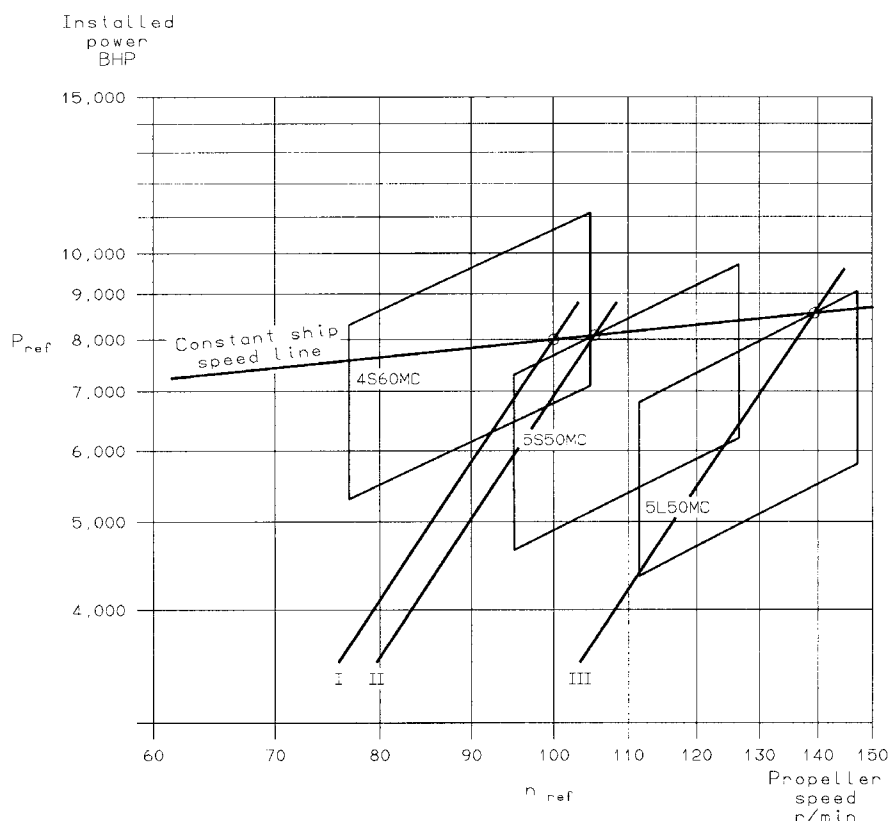
$P_{\text{ref}}$  – moc na stożku śruby odniesienia,

$P$  – moc zapotrzebowana przy prędkości obrotowej  $n$ .

Linie te wyznaczają zmiany mocy i prędkości obrotowej silnika niezbędne dla utrzymania stałej prędkości statku. Wartości współczynnika  $\alpha$  wynoszą:

- drobnicowce (do 10000 dwt) -  $\alpha = 0.15$ ,
- kontenerowce i chłodniowce -  $\alpha = 0.17$ ,
- masowce (10000 ÷ 30000 dwt) -  $\alpha = 0.20$ ,
- tankowce (powyżej 30000 dwt) -  $\alpha = 0.25$ .

Bazując, więc na linii stałej prędkości można określić typ silnika, co przedstawia rysunek.



Rys.4.11.: Przykład doboru silnika w oparciu o linię stałej prędkości dla danego typu kadłuba i przyjętych charakterystyk śrubowych. Gdzie: I – Teoretyczna charakterystyka śrubowa, odniesienia, II – Charakterystyka śrubowa dla minimalnej prędkości obrotowej silnika 5S50MC, III - Charakterystyka śrubowa dla minimalnej prędkości obrotowej silnika 5L50MC.

W przypadku, gdy możliwe są opcje silników o różnej ilości cylindrów można dokonać analizy ekonomicznej w oparciu o rachunek kosztów:

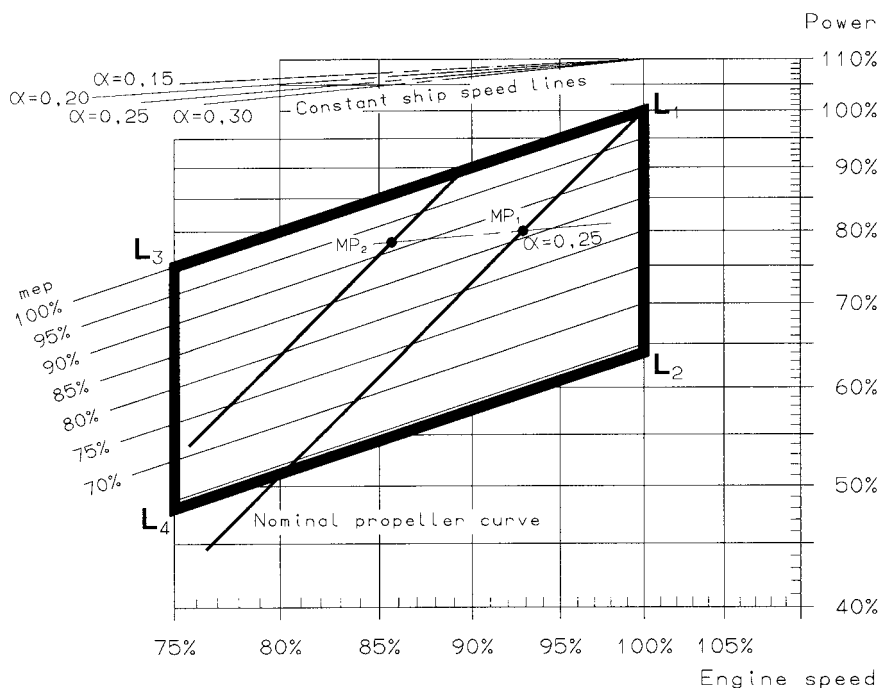
- paliwa,
- oleju cylindrowego,
- części zapasowych,
- remontów.

### 2.3. POLA PARAMETRÓW KONTRAKTOWYCH SILNIKÓW WOLNOOBROTOWYCH

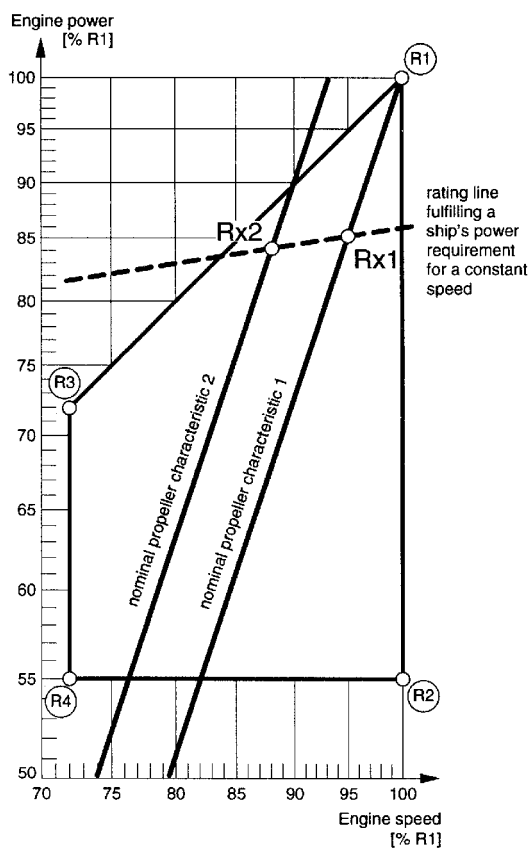
Dla każdego typu silnika można w zakresie ich pól kontraktowych przyjąć dowolną parę parametrów  $P_k$  i  $n_k$  (moc i prędkość obrotowa). Ten wybrany punkt kontraktowy ( $R_x$  – silniki Sulzer, MP – silniki MAN B&W), po odpowiednim przygotowaniu przez producenta – optymalizacji, stanowi nową wartość kontraktowej maksymalnej mocy ciągłej silnika (CMCR – Contract Maximum Continuous Ratings).

Zmiana kombinacji parametrów kontraktowych dla danego statku polega na przyjmowaniu punktów z pola, wzdłuż linii stałej prędkości statku. Wybór punktu osiągow kontraktowych pozwala oszacować zużycie paliwa, masę spalin i ich temperaturę, parametry wtrysku paliwa oraz pozwala dobrać turbosprężarkę i chłodnicę powietrza doładowującego.

Nominalna maksymalna wartość osiągow (MCR – Maximum Contract Ratings) dla danego typu silnika osiągalna jest w punkcie  $L_1$ .



Rys.4.12.: Pole parametrów kontraktowych dla silników MAN B&W; Gdzie:  $L_1 - L_3$ ,  $L_2 - L_4$  – linie stałego średniego ciśnienia użytecznego ( $mep = \text{const}$ ),  $L_1 - L_2$ ,  $L_3 - L_4$  – linie stałej prędkości obrotowej.



Rys.4.13.: Pole parametrów kontraktowych dla silników Sulzer (Wartsila)

Aby silnik współpracujący ze śrubą stałą mógł być prawidłowo eksploatowany musi on być odpowiednio dopasowany do śruby napędowej. Odpowiednie dopasowanie silnika do śruby gwarantuje, że w normalnych warunkach eksploatacji charakterystyki śrubowe będą znajdowały się w polu trwałych obciążeń silnika bez ograniczeń czasowych. Jest to istotne ze względu na niezawodność pracy silnika, jak też z punktu widzenia wykorzystania mocy silnika do napędu statku. Ten cel osiąga się poprzez zaprojektowanie stosownych rezerw eksploatacyjnych mocy i prędkości obrotowych silnika, odniesionych do obciążeń w warunkach konstrukcyjnych.

Wytwórcy silników podają przeważnie swoje sugestie odnośnie tych rezerw zwanych częściej zapasami (mocy i prędkości obrotowej). Wielkość tych zapasów zależy nie tylko od cech konstrukcyjnych silnika, ale wpływają na nie, w sposób znaczący, przyszłe warunki eksploatacji statku. Do tych warunków trzeba zaliczyć:

- strefę pływania,
- wymagania odnośnie prędkości statku,
- punktualność zawinięć do portów,
- rodzaj zabezpieczeń antyporostowych i antykorozyjnych kadłuba oraz częstotliwość dokowań i zabiegów konserwacyjno-remontowych.

Wpływ tych czynników na wielkość zapasów powinien być przewidywany przez armatora i odpowiednio uwzględniony w umowie kontraktu. Sprawdzeniem czy warunki umowy zostały spełnione przez stocznię są wyniki próby morskiej statku.

Przy doborze silnika napędu głównego uwzględniane są następujące zapasy eksploatacyjne:

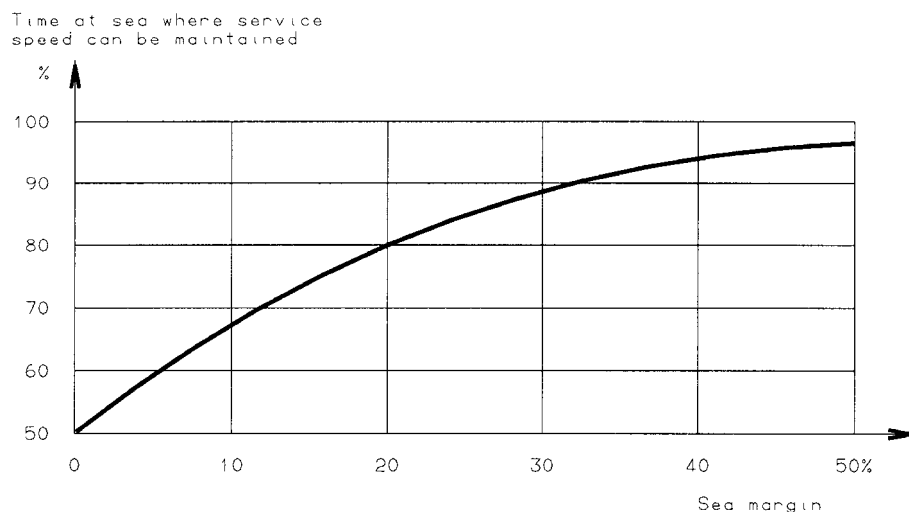
- Zapas mocy eksploatacyjnej silnika, zwany „zapasem silnika” (Engine Margin - EM) lub zapasem eksploatacyjnym, (Operational Margin - OM). Zapas mocy eksploatacyjnej silnika uwzględnia wpływ czynników eksploatacyjnych i instalacyjnych na ograniczenie maksymalnego obciążenia trwałego silnika. Jest to różnica, pomiędzy mocą znamionową silnika, a maksymalną trwałą mocą eksploatacyjną silnika. Dla celów projektowych przyjmuje się w granicach 10÷15% mocy nominalnej.
- Zapas morski mocy silnika albo krócej „zapas morski” (Sea Margin - SM). Zapas ten ma zapewnić ruch statku z prędkością zbliżoną do prędkości kontraktowej przy założeniu, że wykorzystuje się pełną moc eksploatacyjną silnika w przeciętnych warunkach pływania. Zapas ten jest szczególnie ważny dla statków liniowych i statków szybkich. Zapas morski jest liczony względem mocy silnika niezbędnej dla osiągnięcia prędkości kontraktowej w warunkach projektowych (statek nowy, kadłub czysty, zanurzenie konstrukcyjne, dobre warunki pogodowe, woda nieograniczona). Wielkość tego zapasu powinna być oceniona w oparciu o praktykę eksploatacyjną i analizę czynników eksploatacyjnych, które mogą wpływać na spadek prędkości statku oraz brać pod uwagę koszt zakupu i ciężar silnika. Stosując nowoczesne metody konserwacji kadłuba, nie projektuje się zwykle większego zapasu morskiego od 15%. Dalsze zwiększanie tego zapasu nie powoduje proporcjonalnych efektów zwiększania prędkości, zwiększając na ogół koszt zakupu silnika i jego ciężar. Na rysunku pokazano, w jaki sposób czas eksploatacji silnika, w którym założona prędkość będzie utrzymywana zależy od zapasu morskiego, w warunkach pogody spotykanych na oceanie Północno-Atlantyckim.
- Zapas prędkości obrotowej jazdy lekkiej, zwany „zapasem jazdy lekkiej” (Light Running Margin - LR). Zapas ten ma na celu zapobieżenie trwałemu przesunięciu charakterystyk śrubowych w pole pracy na lewo od znamionowej charakterystyki śrubowej. Jest on liczony przy tej samej mocy i podawany w procentach według wzoru:

$$f_{LR} = \frac{n_{\text{clean}} - n_{\text{fouled}}}{n_{\text{fouled}}} \cdot 100\%$$

gdzie:

$n_{\text{clean}}$  - prędkość obrotowa na projektowej charakterystyce śrubowej (jazda lekka – czysty kadłub i dobre warunki pogodowe),

$n_{\text{fouled}}$  - prędkość obrotowa na znamionowej charakterystyce śrubowej (jazda ciężka - kadłub obrosnięty i złe warunki pogodowe).



Rys.4 14.: Przewidywany czas pracy silnika przy prędkości serwisowej uwarunkowany zapasem morskim (warunki pogodowe)

MAN-B&W zaleca, aby zapas jazdy lekkiej wynosił 2,5÷5%, zaś Sulzer - 3,5÷5%.

Istotny wpływ na przebieg charakterystyk śrubowych głównie mają:

- stan techniczny kadłuba i śruby,
- warunki pogodowe,
- pływanie na wodach płytkich i w lodach.

Te czynniki są brane pod uwagę, niezależnie od cech konstrukcyjnych statku i napędu.

Z reguły projektuje się zapas jazdy lekkiej w granicach 4÷5%. Odnosi się to do śrub konwencjonalnych. Śruby nietypowe na przykład z zagiętymi końcami płatów mogą mieć charakterystyki bardziej strome podczas jazdy balastowej, niż pod ładunkiem. Jeśli statek z taką, śrubą pływa często pod balastem (masowce i zbiornikowce), wówczas stan balastowy powinien być wzięty pod uwagę przy projektowaniu zapasu jazdy lekkiej.

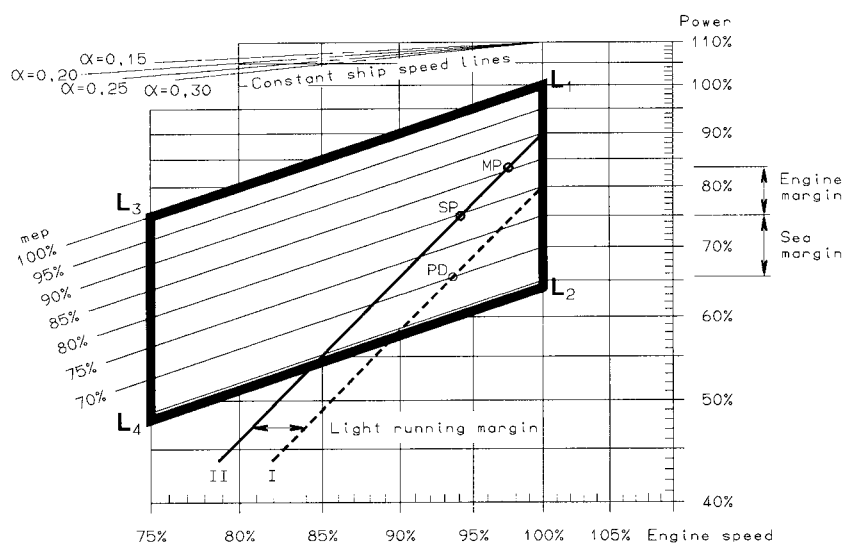
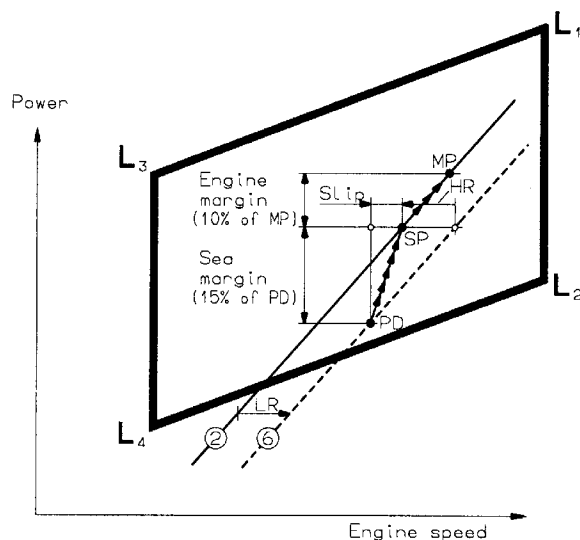
Biorąc pod uwagę powyższe uwarunkowania dobór wartości kontraktowych mocy i prędkości obrotowej silnika będzie polegał na:

- Określeniu obciążenia projektowego śruby napędowej (PD – propeller design point) i przyjęciu projektowej charakterystyki śrubowej. Czasami uwzględnia się już na tym etapie zapas morski.
- Przyjęciu wartości zapasu prędkości obrotowej jazdy lekkiej ( $f_{LR}$ ) i wyznaczeniu znamionowej charakterystyki śrubowej, odpowiadającej ciężkim warunkom pogodowym i pogorszonej powierzchni kadłuba.
- Przyjęciu wartości zapasu morskiego (~15%), otrzymując trwałe obciążenie eksploatacyjne (SP – continous service rating for propulsion).
- Przyjęciu wartości zapasu silnika (~10%), otrzymując w ten sposób maksymalne trwałe obciążenie silnika (CMCR).

Na rysunku przedstawiono w sposób ogólny charakterystyczne fazy doboru warunków kontraktowych (CMCR) silników MAN B&W.



- ② Propulsion curve, fouled hull (heavy running)
- ⑥ Propulsion curve, clean hull (light running)
- MP: Specified MCR for propulsion
- SP: Continuous service rating for propulsion
- PD: Propeller design point
- HR: Heavy running
- LR: Light running

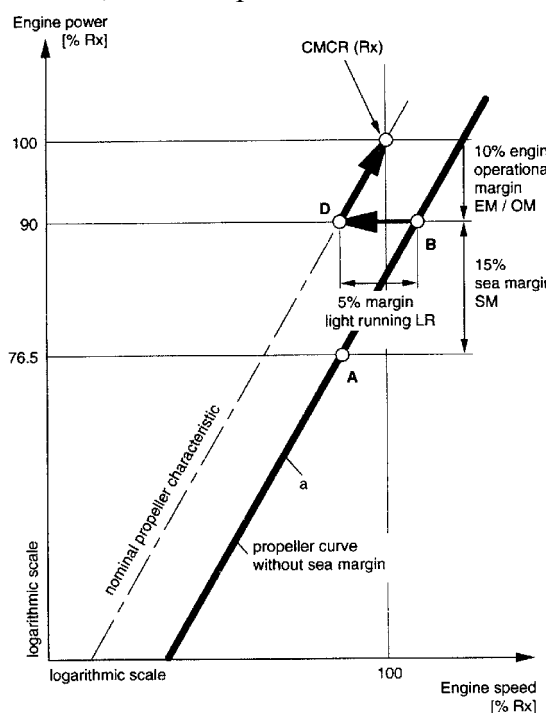


Rys.4.15.: Metodyka doboru obciążenia kontraktowego (CMCR) silników MAN B&W

Po ustaleniu obciążenia znamionowego (punkt MP i Rx) można dobrać silnik z oferowanego programu produkcyjnego wytwórców. Programy produkcyjne silników wolnoobrotowych MAN B&W i Sulzer składają się z projektowych pól doboru obciążeń znamionowych, wyodrębnionych dla poszczególnych średnic cylindrów i oznaczeń typu silnika. Dla silników MAN-B&W typu MC są to równoległoboki o wierzchołkach L<sub>1</sub>, L<sub>2</sub>, L<sub>3</sub> i L<sub>4</sub> natomiast dla silników Sulzer typu RTA stanowią trapezy o wierzchołkach R<sub>1</sub>, R<sub>2</sub>, R<sub>3</sub> i R<sub>4</sub>. Dzięki takiej ofercie stworzono dogodne warunki dopasowania silnika wolnoobrotowego do śruby stałej, zarówno pod względem doboru prędkości obrotowej jak i mocy.

Moc znamionowa silnika o tej samej średnicy i tego samego typu może być uzyskiwana nie tylko poprzez zmianę liczby cylindrów, ale również poprzez redukcję mocy

cyldrowej, połączoną ewentualnie z redukcją prędkości obrotowej, w stosunku do wielkości charakterystycznych dla punktów L1 lub R1. Silnik o zredukowanej mocy cylindrowej i prędkości obrotowej, przy tej samej liczbie cylindrów, posiada te same wymiary główne, co w punkcie L1 lub R1 (a więc i podobną cenę). Różnice występują wówczas w doborze, turbodoładowarek, chłodnic powietrza i ewentualnie mechanizmów pomocniczych.



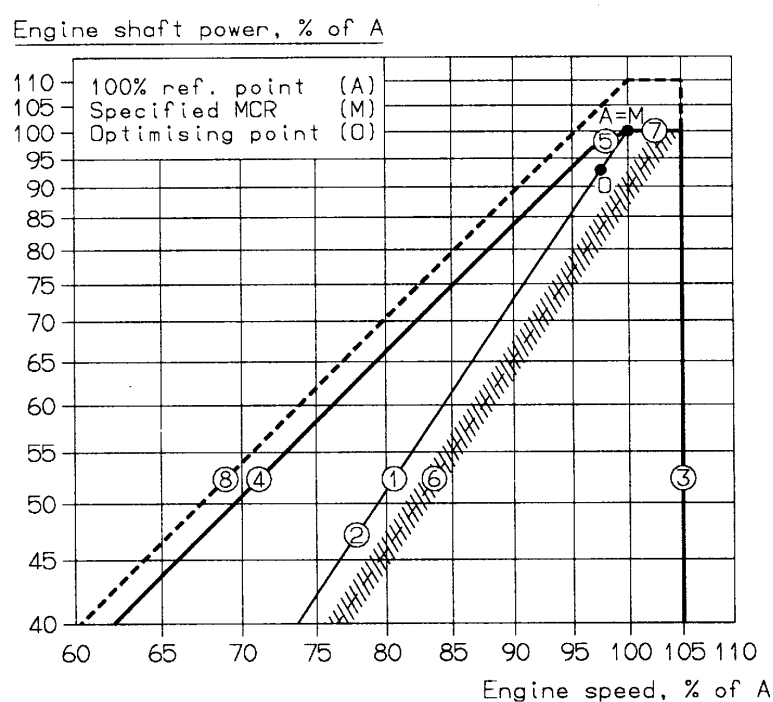
Rys.4.16.: Metodyka doboru obciążenia kontraktowego (CMCR) silników Sulzer

Na ogół silniki o zredukowanej mocy cylindrowej mają niższe jednostkowe zużycie paliwa, ale też wyższe jednostkowe zużycie oleju cylindrowego oraz wyższe jednostkowe koszty remontów.

Tak więc niezależnie od kwestii dopasowania silnika i śruby stałej, istnieje szansa wyboru silnika wolnoobrotowego o optymalnych kosztach eksploatacji. Wytwórcy silników oraz instytucje naukowe oferują odpowiednie programy komputerowe, które ułatwiają podejmowanie decyzji w tym zakresie. Programy tego typu mogą być bardziej rozbudowane i obejmować takie zagadnienia jak: korekta i dobór śruby, dobór mechanizmów pomocniczych, dobór układów utylizacji energii strat oraz dobór elektrowni.

## 5. POLA OBCIĄŻEŃ SILNIKÓW GŁÓWNYCH

Silniki napędu głównego są eksploatowane ze zmiennym obciążeniem, najczęściej zmienną prędkością obrotową. Wytwórcy silników zaopatrują je w wykresy przedstawiające zakresy dopuszczalnych obciążeń (moc, moment lub średnie ciśnienie efektywne) w funkcji prędkości obrotowej. Punktem wyjściowym takiego wykresu jest obciążenie znamionowe silnika określone w fazie jego doboru (oznaczane jako: MCR, CMCR, SMCR). Tak sporządzony wykres nazwano polem obciążeń lub krócej polem pracy silnika. Na wykresach tych oznacza się obszary: pracy ciągłej, pracy w ograniczony czasie oraz dopuszczalnych przeciążeń silnika. Przykład takiego pola obrazuje rysunek.



- Line 1: Propeller curve through optimising point.
- Line 2: Propeller curve, fouled hull - heavy running.
- Line 3: Speed limit.
- Line 4: Torque/speed limit.
- Line 5: Mean effective pressure limit.
- Line 6: Propeller curve, clean hull - light running.
- Line 7: Power limit for continuous running.
- Line 8: Overload limit.

Point M to be located on line 7 (normally in point A).

Rys.5.1.: Pole pracy silników wolnoobrotowych MAN B&W

Pole wyznaczone charakterystykami definiuje graniczne wartości mocy użytecznej oraz prędkości obrotowej zainstalowanego silnika, posiadającego punkt pracy optymalnej – O, oraz punkt maksymalnej mocy trwałej MCR.

Wykres obciążeń zawiera następujące charakterystyczne linie:

- linia 1 - jest znamionową charakterystyką śrubową, która przechodzi przez punkt obciążenia znamionowego A oraz przez punkt optymalizacji silnika O. Punkt O mieści się w granicach 95% do 100 %  $N_n$ .
- linia 2 - jest to linia pokrywająca się na wykresie z linią 1. Jest to charakterystyka śrubowa tak zwanej „jazdy ciężkiej” (ang. Heavy Running - obrośnięty kadłub, trudne warunki pogodowe). To założenie wykorzystywane jest przy projektowaniu napędu statku.
- linia 3 - jest linią maksymalnej trwałej prędkości obrotowej, 105 %  $n_n$ .
- linia 4 - jest linią ograniczającą pole pracy ciągłej z lewej strony, o wykładniku potęgowym  $i = 2$ . Linia to jest linią graniczną z punktu widzenia wymaganej ilości powietrza niezbędnej do spalania dostarczanego do silnika paliwa. Biegnie ona. w dół od punktu o współrzędnych (96.5 %  $N_n$  i 96.5 %  $n_n$ ).
- linia 5 - jest linią stałego momentu znamionowego lub linią stałego znamionowego średniego ciśnienia efektywnego. Biegnie od punktu o współrzędnych (96.5 %  $N_n$  i 96.5 %  $n_n$ ) do punktu A.
- linia 7 - jest linią stałej mocy znamionowej, biegnie od punktu A do 105 %  $n_n$ .
- linia 8 - jest linią ograniczającą obszar przeciążeniowy z lewej strony. Biegnie w dół od punktu o współrzędnych (110 %  $N_n$  i 100 %  $n_n$ ). Podobnie jak linia 4 ma wykładnik  $i = 2$ .
- linia 9 - jest linią granicznego przeciążenia prędkością obrotową 107 %  $n_n$  przewidzianą tylko dla prób morskich.

Pole ograniczone liniami ciągłymi 4, 5, 7, 3 jest **polem trwałych obciążeń silnika**. Jednakże pole na lewo od znamionowej charakterystyki śrubowej 1 do linii 4 jest przewidziane dla ruchu na płytkiej wodzie, w trudnych warunkach pogodowych i podczas przyspieszania statku, tj. dla ruchu nieustalonego. Dla tych warunków nie wprowadza się ograniczeń czasowych.

Pole pomiędzy liniami 4, 5, 7 a liniami przerywanymi 8 i 110 %  $N_n$  jest **polem przeciążeniowym**. Praca. w tym polu jest dopuszczalna w ciągu maksimum 1 godziny w okresie 12 godzin ruchu.

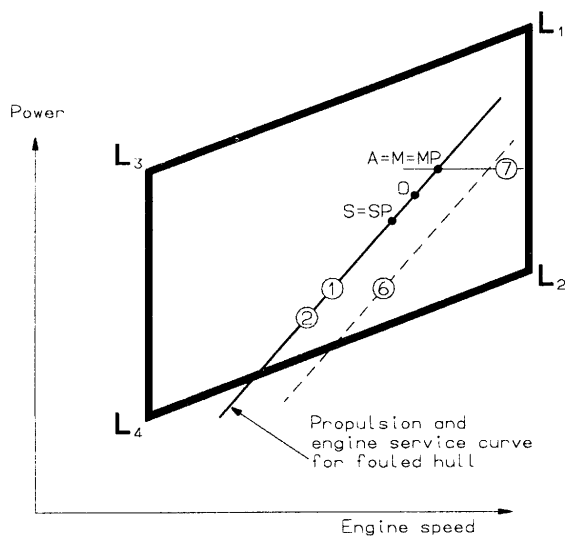
Pole pomiędzy liniami 3 i 9 jest polem przeciążania prędkością obrotową. Dopuszcza się pracę w tym polu tylko w czasie prób morskich.

Pole 6 (zakreskowane) jest polem doboru śruby stałej. W tym polu powinny znajdować się charakterystyki śrubowe w warunkach konstrukcyjnych.

Przypadki szczególne wykorzystania pola pracy silnika można zobrazować następująco:

- układ silnika ze śrubą stałą (FPP – *Fixed Pitch Propeller*) bez prądnicy wałowej – przypadek normalny.
- układ silnika ze śrubą stałą (FPP) bez prądnicy wałowej – przypadek szczególny - ciężkie warunki pracy (przewidywane: złe warunki pogodowe, częste manewry, duże obciążenie statku).
- układ silnika ze śrubą stałą (FPP) z prądnicą wałową – przypadek normalny.
- układ silnika ze śrubą stałą (FPP) z prądnicą wałową – przypadek szczególny. Specyfikowany MCR wychodzi poza pole doboru (rys. 5.8.), co wymaga większej liczby cylindrów. Przewiduje się wyłączanie lub redukcje obciążenia prądnicy wałowej lub też redukcję mocy silnika przy załączonej prądnicy wałowej.
- układ silnika ze śrubą nastawną (CPP – *Controllable Pitch Propeller*) bez prądnicy wałowej – przypadek normalny.
-

- M: Specified MCR of engine  
 S: Continuous service rating of engine  
 O: Optimising point of engine  
 A: Reference point of load diagram

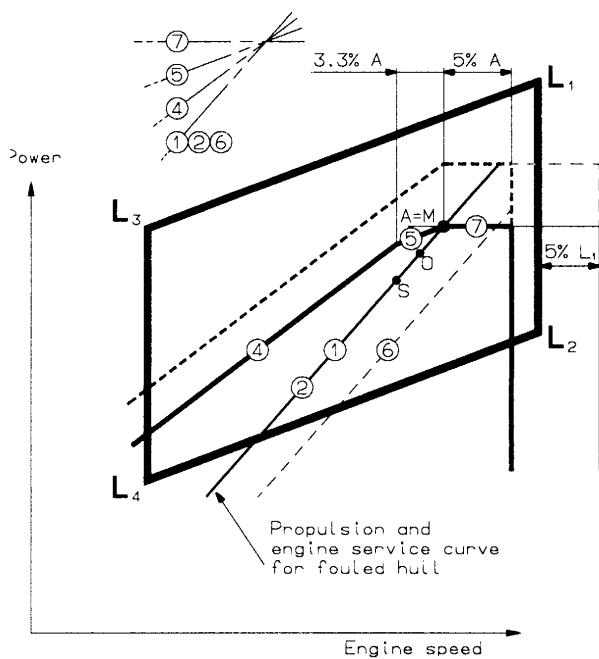


Point A of Load diagram

- Line 1: Propeller curve through optimising point (O).  
 Line 7: Constant power line through specified MCR (M).  
 Point A: Intersection between line 1 and 7.

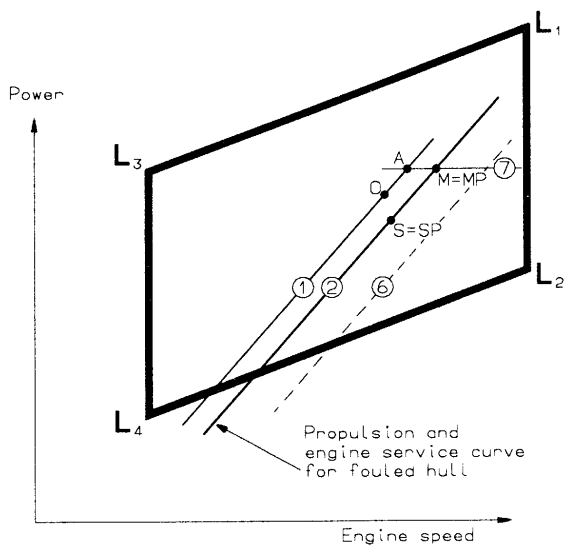
Rys. 5.2.: Projektowe pole doboru silnika wolnoobrotowego MAN B&W – śruba stała (FPP)

- M: Specified MCR of engine  
 S: Continuous service rating of engine  
 O: Optimising point of engine  
 A: Reference point of load diagram



Rys. 5.3.: Pole pracy silnika wolnoobrotowego MAN B&W – śruba stała (FPP)

- M: Specified MCR of engine
- S: Continuous service rating of engine
- O: Optimising point of engine
- A: Reference point of load diagram



Point A of load diagram

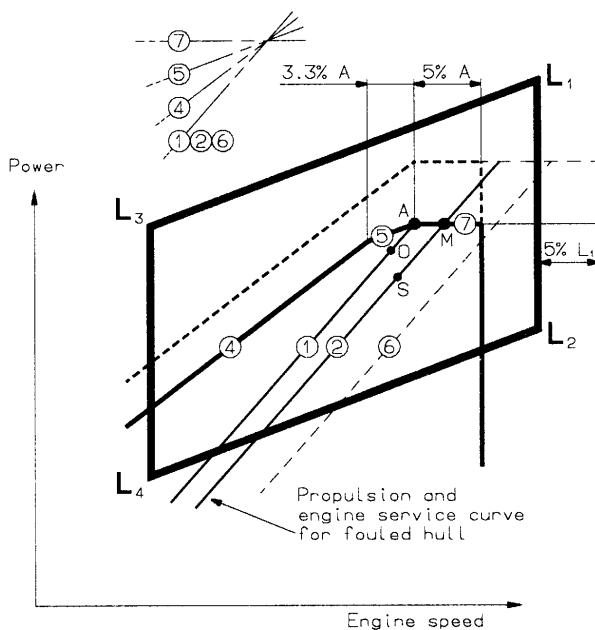
Line 1: Propeller curve through optimising point (O).

Line 7: Constant power line through specified MCR (M).

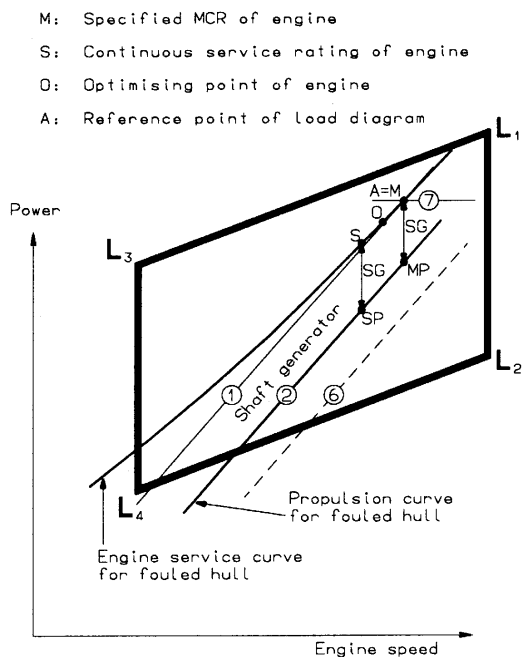
Point A: Intersection between line 1 and 7.

Rys. 5.4.: Projektowe pole doboru silnika wolnoobrotowego MAN B&W – śruba stała (FPP)

- M: Specified MCR of engine
- S: Continuous service rating of engine
- O: Optimising point of engine
- A: Reference point of load diagram



Rys. 5.5.: Pole pracy silnika wolnoobrotowego MAN B&W – śruba stała (FPP)

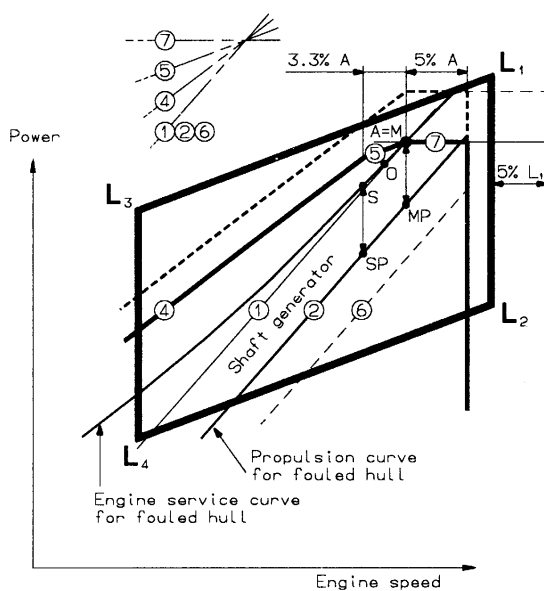


Point A of load diagram

- Line 1: Propeller curve through optimising point (O).  
 Line 7: Constant power line through specified MCR (M).  
 Point A: Intersection between line 1 and 7.

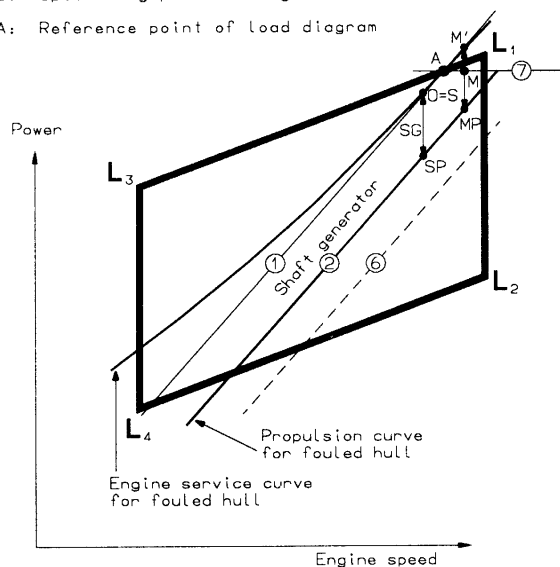
Rys. 5.6.: Projektowe pole doboru silnika wolnoobrotowego MAN B&W – z prądnicą wałową i (FPP)

- M: Specified MCR of engine  
 S: Continuous service rating of engine  
 O: Optimising point of engine  
 A: Reference point of load diagram



Rys. 5.7.: Pole pracy silnika wolnoobrotowego MAN B&W - z prądnicą wałową i (FPP)

- M: Specified MCR of engine
- S: Continuous service rating of engine
- O: Optimising point of engine
- A: Reference point of load diagram



Point A and M

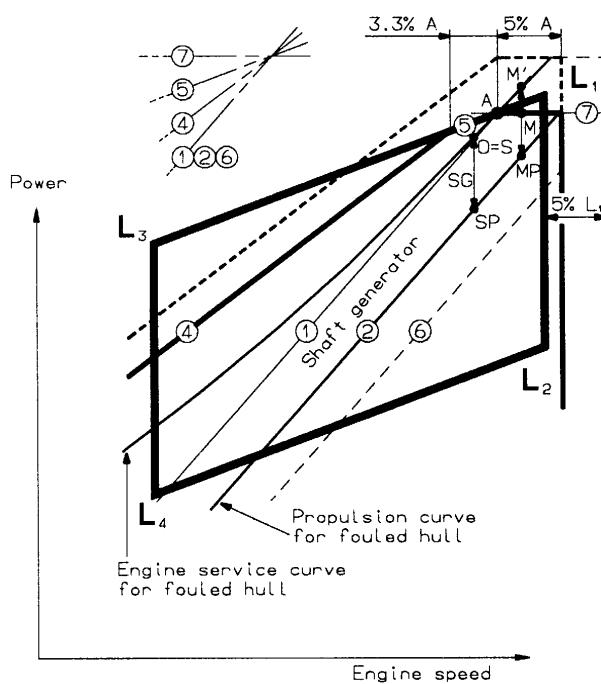
Line 1: Propeller curve through optimising point (O).

Point A: Intersection between line 1 and line  $L_1 - L_3$ .

Point M: Located on constant power line 7 through point A.

Rys. 5.8.: Projektowe pole doboru silnika wolnoobrotowego MAN B&W – z prądnicą wałową

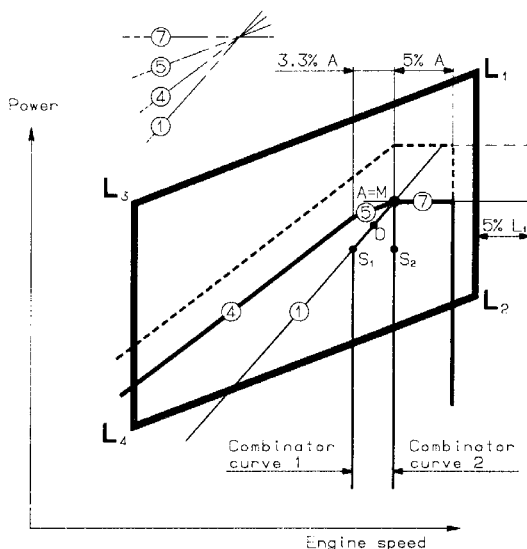
- M: Specified MCR of engine
- S: Continuous service rating of engine
- O: Optimising point of engine
- A: Reference point of load diagram



Rys. 5.9.: Pole pracy silnika wolnoobrotowego MAN B&W - z prądnicą wałową



M: Specified MCR of engine  
 S: Continuous service rating of engine  
 O: Optimising point of engine  
 A: Reference point of load diagram



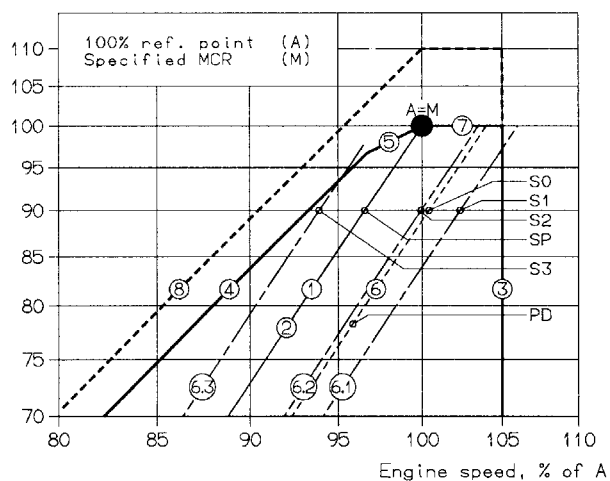
Rys. 5.10.: Pole pracy silnika wolnoobrotowego MAN B&W – śruba nastawna (CPP)

PD : Propeller design point, clean hull and calm weather

Continuous service rating for propulsion with a power equal to 90% specified MCR, based on:

S0 : Clean hull and calm weather  
 S1 : Clean hull and calm weather, ballast (trial)  
 S2 : Clean hull and heavy sea against, 15% sea margin  
 SP : Fouled hull and heavy sea against, 15% sea margin  
 S3 : Heavy sea and wave resistance

Engine shaft power, % of A



Line 1 : Propeller curve through point A = M  
 Line 2 : Propeller curve, fouled hull and loaded ship  
 Line 6 : Propeller curve, clean hull and loaded ship  
 Line 6.1: Propeller curve, clean hull and ballast (trial)  
 Line 6.2: Propeller curve, clean hull and loaded ship, incl. 15 % sea margin  
 Line 6.3: Heavy sea and wave resistance

Rys. 5.11.: Pole pracy silnika wolnoobrotowego MAN B&W wpływ warunków pogodowych

### 2.3. POLE PRACY WYBRANYCH SILNIKÓW WOLNOOBROTOWYCH I ŚREDNIOOBROTOWYCH

#### SILNIKI WARTSILA NSD - RTA

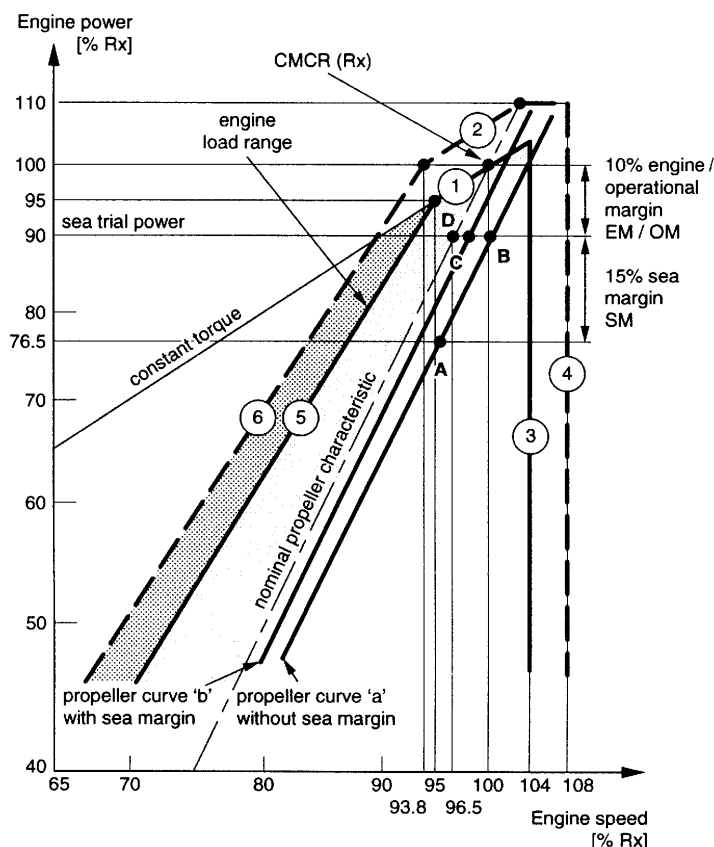
Na rysunku przedstawiono pole obciążeń silników wolnoobrotowych RTA, optymalizowanych przy obciążeniu znamionowym. Pole to obowiązuje od 1992 roku, z nieznacznymi zmianami. Pola obciążeń silników produkowanych wcześniej wykazują pewne różnice, zwłaszcza w zakresie obciążeń maksymalnych.

Obszary pracy silnika zawierają następujące linie ograniczające:

- linia 1 - jest linią stałego momentu znamionowego przechodzącą przez punkt znamionowy (CMCR, Rx) do punktu określonego wartościami (95% Nn i 95% nn).
- linia 2 - jest linią granicznego momentu przeciążeniowego, biegnącą od punktu (100% Nn i 93,8% nn) do punktu mocy przeciążeniowej (110% Nn i 103,2% nn), który jest punktem przecięcia linii 110 % Nn ze znamionową charakterystyką śrubową.
- linia 3 - jest linią maksymalnej trwałej prędkości obrotowej, wynoszącej 104 % nn . Dla obecnie budowanych silników dopuszcza się możliwość przesunięcia tej linii do 106 % nn jeśli nie wystąpią ograniczenia drganiami skrętnymi i jeśli prędkość obrotowa znamionowa nie przekracza 98% maksymalnych obrotów typu silnika (w punkcie R1).
- linia 4 – jest linią granicznego przeciążenia prędkością obrotową = 108% n<sub>n</sub>.
- linia 5 - jest linią ograniczającą pole trwałych obciążeń z lewej strony wykresu; biegnie ona w dół od 95% Nn i 95% nn. Jest krzywą o wykładniku potęgowym i = 2.45.
- linia 6 - jest linią graniczną obciążenia przejściowego w ograniczonym czasie; biegnie ona w dół od 100% Nn i 93.8% nn i posiada wykładnik taki sam jak linia 5 tj. i = 2.45.

Pole obciążeń zostało podzielone na obszary ograniczone liniami przerywanymi i obszary ograniczone liniami ciągłymi - przeznaczone do pracy ciągłej silnika, z pewnymi dodatkowymi zastrzeżeniami. Pole na lewo od znamionowej charakterystyki śrubowej do linii 5 i 1 jest przewidziane do pracy w stanach przejściowych takich jak: przyspieszanie statku, jazda na wodzie płytkiej, złe warunki pogodowe i ewentualnie praca z zawieszoną prądnica. Ograniczenia to uzasadnia się tym, że w miarę zbliżania się do linii 5, zmniejsza się ilość powietrza przepływającego, co prowadzi do pogorszenia warunków spalania i wzrostu obciążeń cieplnych. Długotrwała praca. w tym obszarze może być powodem uszkodzeń silnika. Tak więc trwał praca silnika bez ograniczeń czasowych powinna odbywać się w tej części pola która znajduje się z prawej strony znamionowej charakterystyki śrubowej do linii maksymalnej trwałej prędkości obrotowej 3 oraz do linii znamionowego momentu obrotowego 1. Trzeba jednak tutaj zwrócić uwagę na to, co było powiedziane wcześniej o ograniczeniach eksploatacyjnych, dotyczących obciążenia znamionowego.

Pola zawarte pomiędzy liniami ciągłymi, a przerywanymi są polami pracy krótkotrwałej. Pole B jest przeznaczone do pracy krótkotrwałej, głównie podczas szybkiego przyspieszania statku. Pola C i E są przewidziane wyłącznie dla prób morskich statku w obecności upoważnionego przedstawiciela wytwórcy silnika. W polu E dozwolona jest praca przez maksimum 1 godzinę na 12 godz. eksploatacji. W polu C dopuszcza się pracę krótkotrwałą podczas prób morskich ze śrubą stałą, dla sprawdzenia obciążenia mocą znamionową.



Rys. 5.12.: Pole pracy silnika RTA w odniesieniu do określonej wartości punktu Rx (pole doboru)

Pole D jest zalecanym obszarem doboru śruby stałej. Wytwórca zaleca, aby charakterystyki śrub nowych, w warunkach konstrukcyjnych, przebiegały w tym polu.

## POLE PRACY SILNIKÓW MAN B&W – MC I MCE

The load diagram defines the power/speed limits for continuous as well as overload operation of the engine.

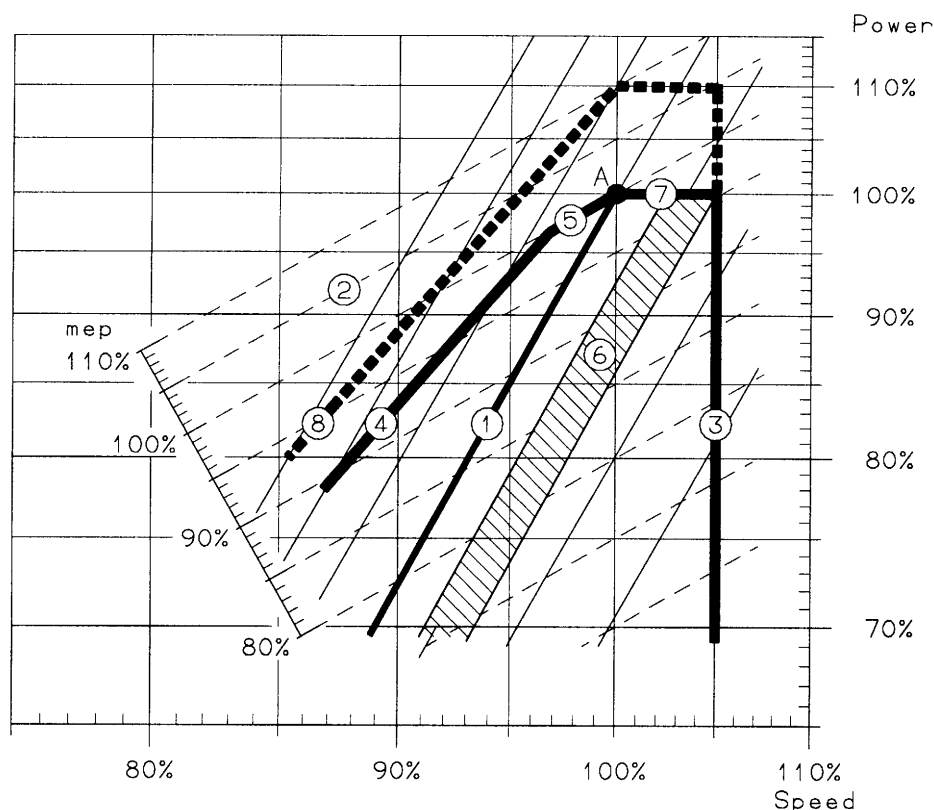
Running at low load above 100% nominal speed is, however, to be avoided for longer periods.

### Limits for continuous operation

The load diagram is limited by lines:

Line 3: Represents the maximum speed, which can be accepted for continuous operation, i.e. 105% of A. If, in special cases, A is located to the right of line L1-L3, the maximum limit, however, is 105% of L1. The limit may in general be extended to 105%, and during trial conditions to 107%, of the nominal L1 speed of the engine. Running at low load above the nominal L1 speed of the engine is, however, to be avoided for extended periods. The overspeed set point is 109% of the speed in A, it may be improved to 109% of the nominal speed in L1, provided that torsional vibration conditions permit.

Line 4: Represents the line at which an ample air supply for combustion is available and gives a limitation on the maximum torque/speed.



Rys. 5.13.: Pole obciążeń silników MC; 1 - Propeller curve through point A, 5 - Mean effective pressure limit, 2 - Constant mean effective pressure lines, 6 - Light running range, 3 - Speed limit, 7 - Power limit for continuous running, 4 - Torque/speed limit, 8 - Overload limit

### 2.3. POLA PRACY SILNIKÓW CZTEROSUWOWYCH

#### POLE OBCIĄŻEŃ SILNIKA SULZER TYPU ZA40.

Na rysunku jest przedstawione pole obciążeń silnika średnioobrotowego Sulzer typu ZA40. Wykres jest sporządzony w układzie współrzędnych prostoliniowych.

Pole obciążeń zawiera obszary A, B, C i A<sub>1</sub>

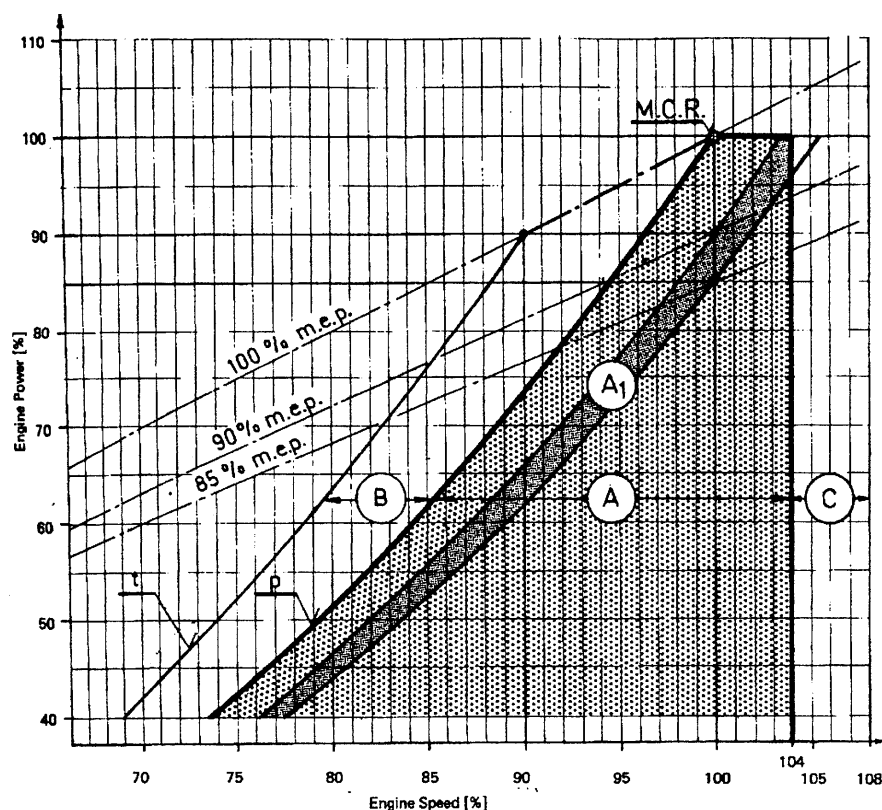
Pole A jest polem zalecanej pracy ciągłej silnika napędzającego śrubą stałą. Jest ono ograniczone linią stałej mocy znamionowej ( $N_n$ ) maksymalną trwałą prędkością obrotową 104 %  $n_n$  znamionową charakterystyką śrubową ( $p$ ) oraz minimalną mocą trwałą 40 %  $N_n$ . Dla układów ze śrubą nastawną, wytwórca zaleca skonsultowanie się w kwestii sterowania programowego.

Pole B jest polem ograniczonego czasu pracy, maksimum 2000 godzin. Obszar ten jest ograniczony momentem znamionowym  $M_n$  (lub znamionowym średnim ciśnieniem efektywnym), charakterystyką śrubową ( $t$ ), przechodzącą przez punkt 90%  $N_n$  i 90 %  $n_n$  oraz znamionową charakterystyką śrubową. Praktycznie, w tym polu silnik powinien być wykorzystywany tylko w wyjątkowych okolicznościach, praca, w tym polu nie powinna być także regularnie powtarzana. Przyczyny tych ograniczeń omówiono dla silnika RTA.

Pole C jest polem przeciążeń prędkością obrotową od 104 %  $n_n$  do 108 %  $n_n$ . Jest ono przewidziane wyłącznie dla prób morskich statku ze śrubą stałą.

Pole A<sub>1</sub> jest polem doboru śruby stałej, podobnie jak dla silników RTA. Pole obciążeń silnika ZA40 nie różni się istotnie od pola obciążeń silników wcześniejszej generacji - ZL40/48. Jest ono także podobne do pól obciążeń silników wolnoobrotowych wcześniejszych

typów Sulzera - RD, RND, RND-M, RLA i RLB. Różnica dotyczy przede wszystkim maksymalnych trwałych prędkości obrotowych, które wynoszą dla tych silników 103 % nominalnej prędkości obrotowej.



Rys. 5.14.: Pole obciążeń silnika średnioobrotowego Sulzer ZA40

Nowsze generacje silników Z; silniki ZA40S i ZASOS, posiadają pola obciążeń bardziej restrykcyjne, dotyczy to lewej i prawej strony wykresu. W szczególności, maksymalna trwała prędkość obrotowa została ograniczona do obrotów znamionowych.

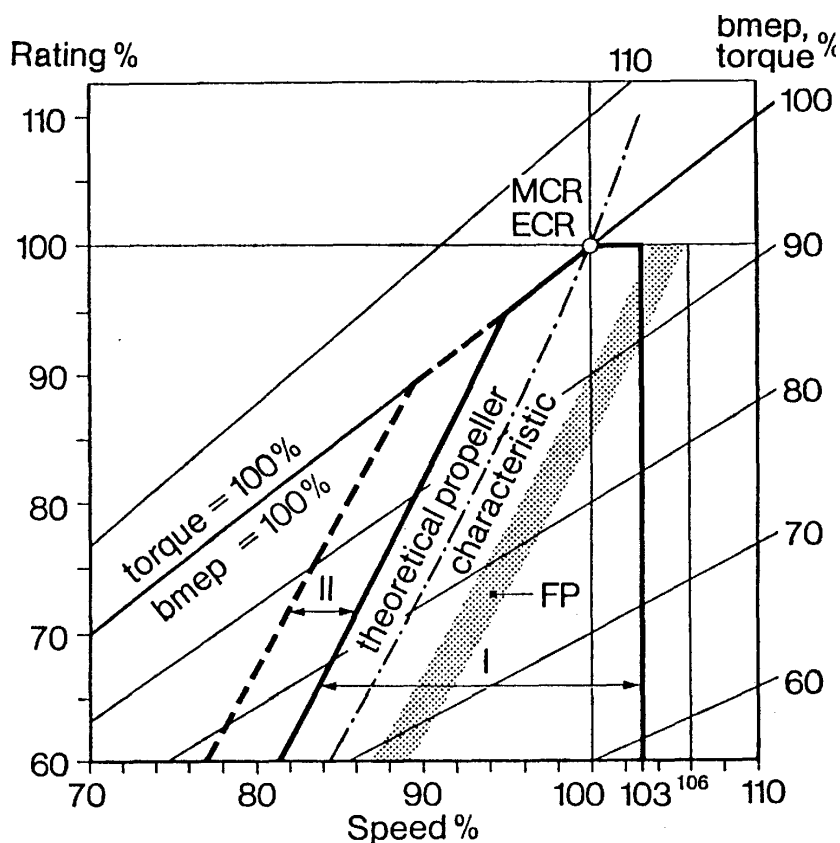
## POLA OBCIĄŻEŃ SILNIKÓW MAN-B&W TYPU L

Na rysunku poniżej przedstawiono pole obciążeń silników średnioobrotowych MAN-B&W typu L, przewidziane dla silników współpracujących ze śrubą stałą. Pole obciążeń dla układów ze śrubą nastawną nie różni się istotnie i będzie przedstawione w dalszej części.

Obszar I, (objęty liniami ciągłymi) jest przewidziany dla trwałych obciążeń silnika. Jest ograniczony: linią maksymalnej prędkości obrotowej ( $103\% n_n$ ), linią stałej mocy znamionowej (biegnącą od  $103\% n_n$  do  $n_n$ ), linią stałego momentu znamionowego (biegnącą od punktu obciążenia znamionowego MCR, do punktu  $95\% N_n$  i  $95\% n_n$ ) oraz charakterystyką śrubową (przechodzącą przez punkt  $95\% N_n$  i  $95\% n_n$ ).

Obszar II jest polem krótkotrwałego przeciążenia, przewidzianym np. dla przyspieszania i podczas manewrów (ograniczenie momentem obrotowym).

Obciążenie znamionowe silnika (MCR) jest obciążeniem granicznej nastawy paliwowej. Silnik przechodzi próbę przeciążenia przy  $110\% N_n$  i  $103\% n_n$ . Podczas prób morskich dopuszcza się przeciążenie silnika prędkością obrotową do  $106\% n_n$  w ciągu 1 godziny.



Rys. 5.15.: Pole pracy średnioobrotowych silników MAN B&W – L, napędu głównego ze śrubą stałą bez prądnicy wałowej

Type testing of engines is carried out at 110% rated output and 103% rated engine speed.

Rated output:

MCR = Maximum Continuous Rating (fuel stop power)

ECR = Economy Continuous Rating (fuel stop power)

I = Operating range for CONTINUOUS SERVICE subject to a propeller light running of 1.5 - 3 %, the lower value being desirable.

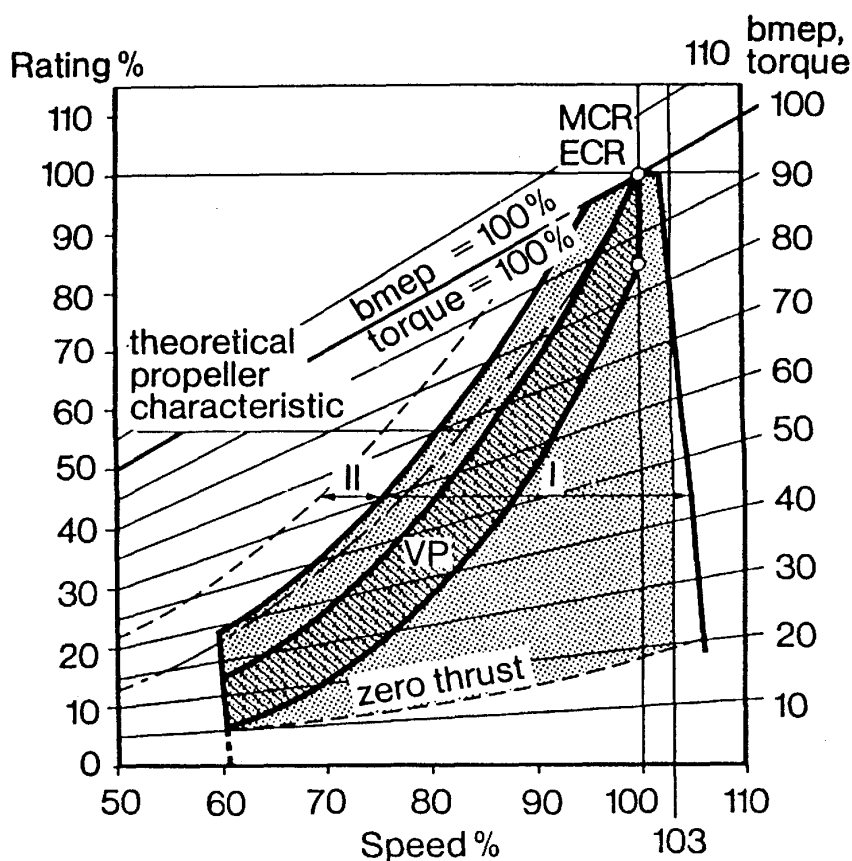
II = Operating range temporarily admissible e.g. during acceleration, maneuvering (torque limit). Theoretical propeller characteristic applies to fully loaded vessel after a fairly long operating time, to possible works trial run or to test run on zero thrust propeller.

FP = Design range of fixed-pitch propeller operating range during sea trials under building contract conditions (such as weather, loading conditions, depth of water, etc.) subject to the engine speed range above 106 % being used for 1 hour maximum only.

The propeller design depends upon vessel type and duty. It is always the exclusive responsibility of the yard to determine, on the strength of this, the propulsive power to be installed in the ship.

When installing shaft-driven generators with frequency conversion, the generator rating required apart from the propulsive power must be deducted from the MCR (ECR).

Transmission losses (e.g., gearbox) are to be made allowance for.



Rys. 5.16.: Pole pracy średnioobrotowych silników MAN B&W – L, napędu głównego ze śrubą nastawną, bez prądnicy wałowej

Type testing of engines is carried out at 110% rated output and 103% rated engine speed

Rated output:

MCR = Maximum Continuous Rating (fuel stop power)

ECR = Economy Continuous Rating (fuel stop power)

I = Operating range for CONTINUOUS SERVICE

II = Operating range temporarily admissible e.g. during acceleration, maneuvering (torque limit).

VP = Design range for controllable-pitch propeller with combinatory

The design range for the combinatory should be to the right of the theoretical propeller characteristic and may, in the upper engine speed range, coincide with the theoretical propeller characteristic.

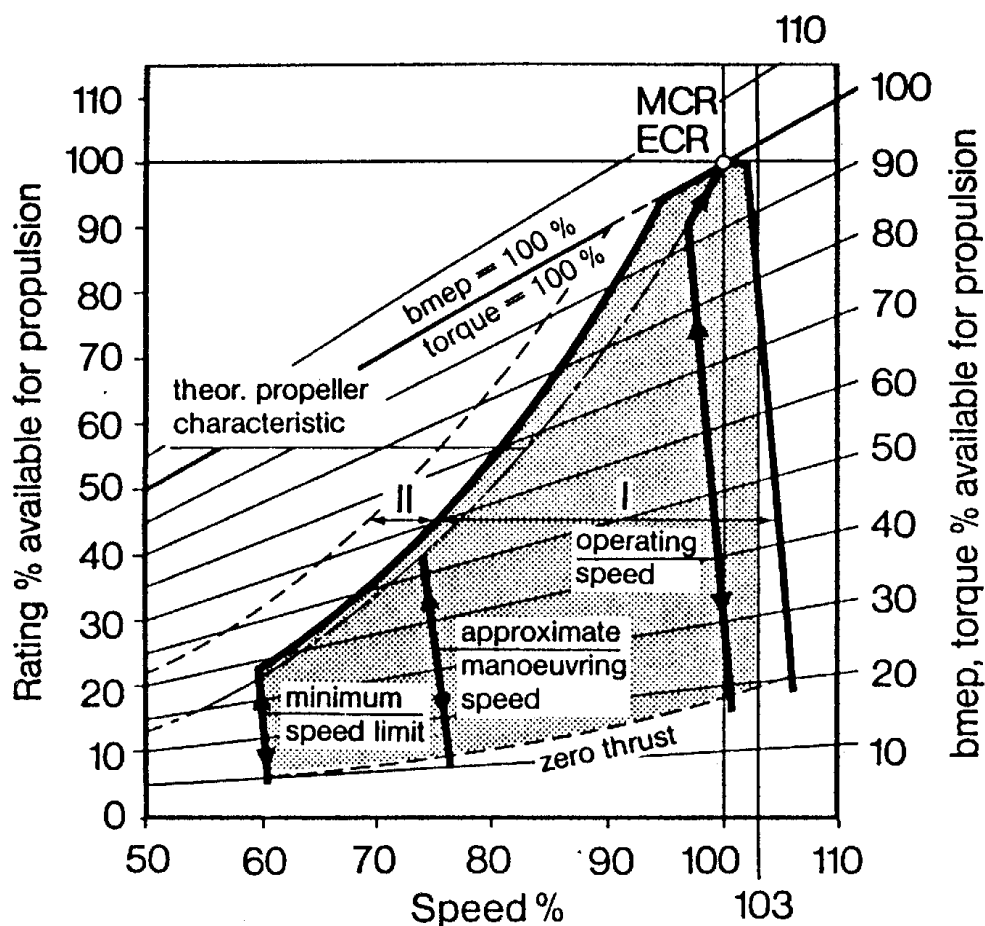
The load control curve should be within the design range of the combinatory.

When using c.p. propellers without load control, overload protection must be provided to ensure that the left limiting curve of range I is not exceeded.

The propeller design depends upon vessel type and duty. It is always the exclusive responsibility of the yard to determine, on the strength of this, the propulsive power to be installed in the skip.

In the event of deviations from the above mode of operation, contact the M A N B&W Diesel.

Transmission losses (e.g., gearbox) are to be made allowance for.



Rys. 5.17.: Pole pracy średnioobrotowych silników MAN B&W – L, napędu głównego ze śrubą nastawną, z prądnicą wałową

Type testing of engines is carried out at 110% rated output and 103% rated engine speed

Rated output:

MCR = Maximum Continuous Rating (fuel stop power)

ECR = Economy Continuous Rating (fuel stop power)

I = Operating range for CONTINUOUS SERVICE

II = Operating range temporarily admissible e.g. during acceleration, maneuvering (torque limit)

We recommend designing the c.p. propeller so that the theoretical propeller characteristic is reached at 97 % of rated engine speed.

Rated propulsive power is reached by raising speed from 97 % to 100 %. 97 % of engine or propeller speed corresponds to 100 % of network frequency. If engine or propeller speed is raised by 3 %, the tolerable network frequency of 105 % is not exceeded.

When using c.p. propellers without load control, overload protection must be provided to ensure that the left limiting curve of range I is not exceeded.

Prior to determining propeller design the generator rating required for normal sea-going service must be deducted from the engine's maximum continuous rating (MCR, ECR). The generator speed must be determined in accordance with the rated frequency of the shipboard network and 97 % of rated engine speed.

The propeller design depends upon vessel type and duty. It is always the exclusive responsibility of the yard to determine, on the strength of this, the propulsive power to be installed in the ship.



In the event of deviations from the above mode of operation, contact the MAN B&W Diesel.

## SILNIKI WARTSILA – VASA

### DIMENSIONING OF PROPELLERS CP-PROPELLER

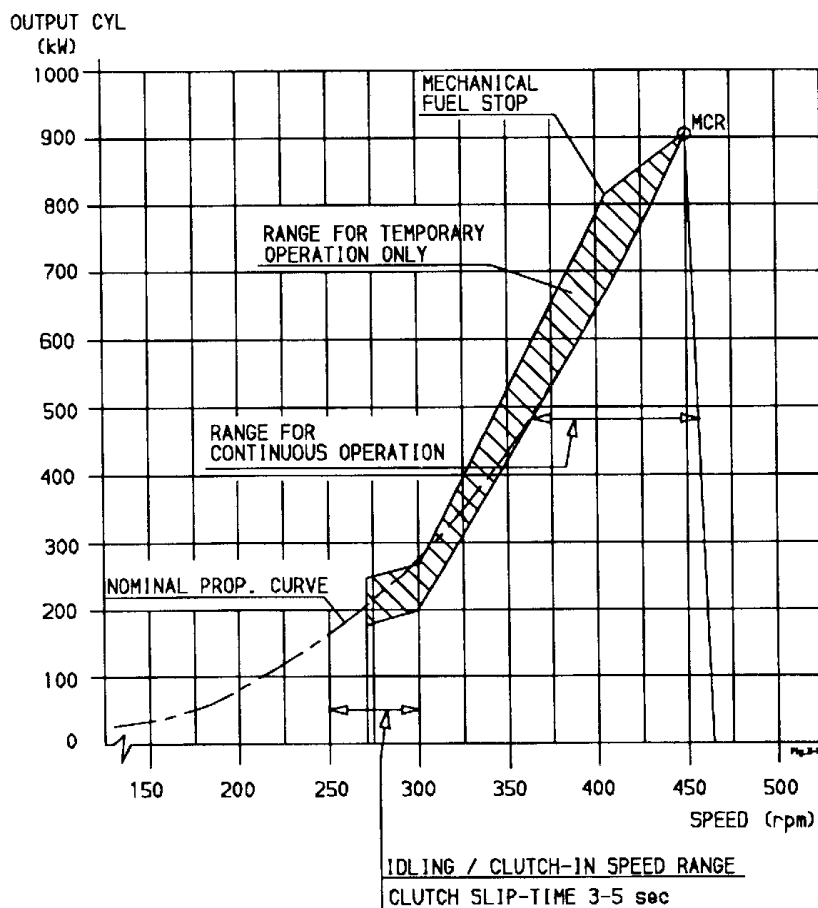
The controllable pitch propellers are normally designed so that 85...100% of the maximum continuous engine output at nominate speed is utilized when the ship is on trial at specified speed and load. Shaft generators or generators connected to the free end of the engine should be considered when dimensioning propellers in case continuous generator output is to be used at sea.

Overload protection and CP-propeller load control are required in all installations. In installations where several engines are connected to the same propeller, load sharing and CP-propeller load control are necessary.

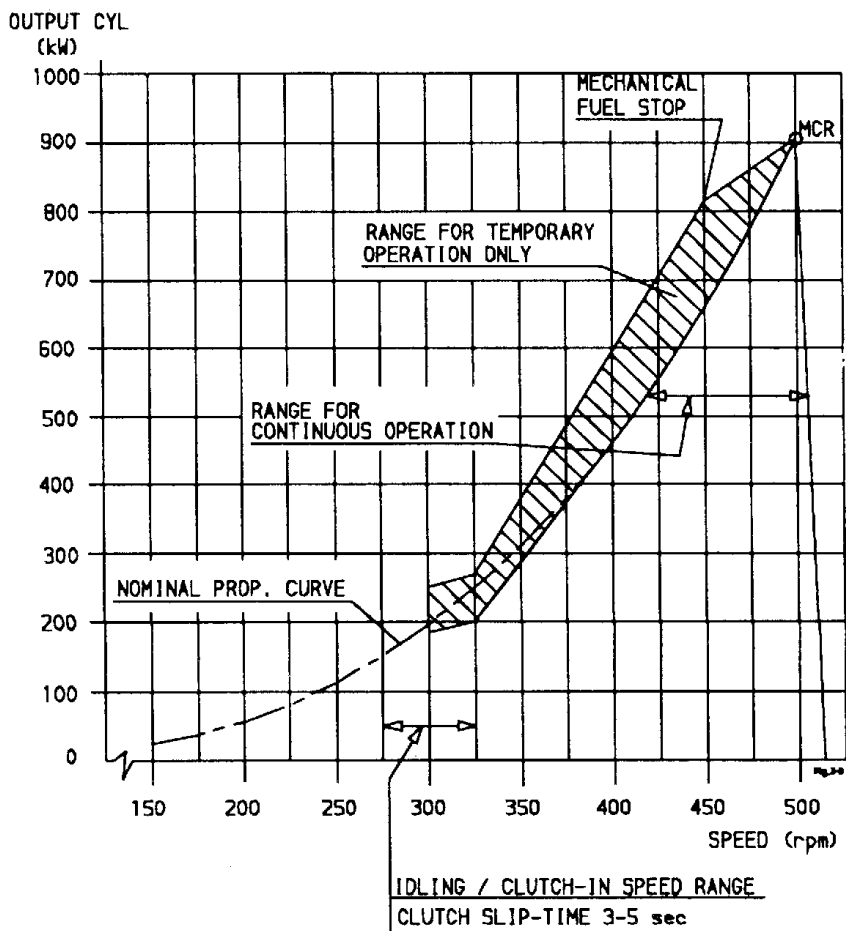
The diagrams show the operating ranges for CP propeller installations. The design range for the combinatory diagram should be right to the nominate propeller curve. The shaded range is for temporary operation only.

The idling (clutch-in) speed should be as high as possible and will be decided separately in each case.

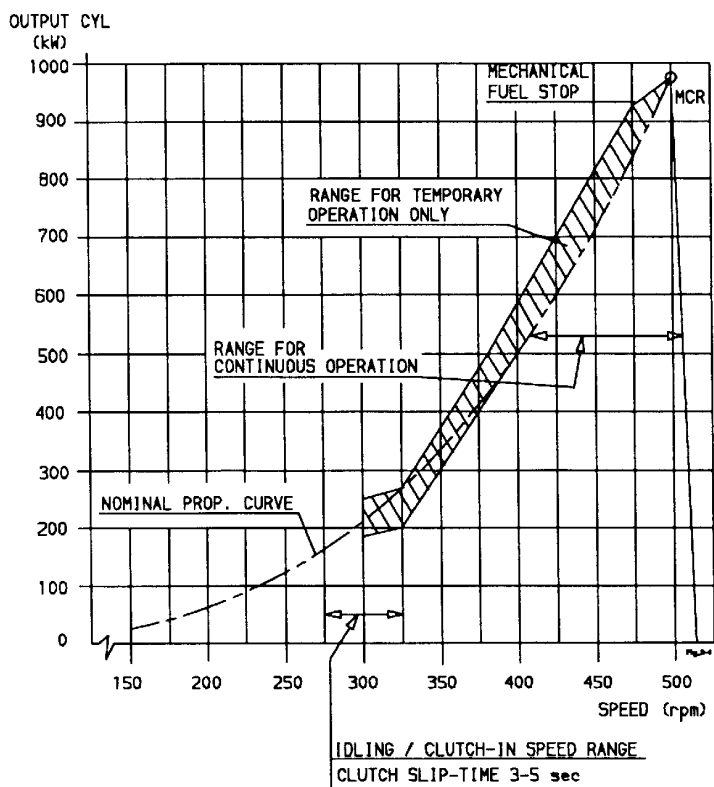
Operating field for CP-propeller, rated speed 450 RPM,



Rys. 5.18.: Operating field for CP-propeller, rated speed **500 RPM**



Rys. 5.19.: Operating field for CP-propeller, rated speed **500 RPM**



FP-propeller the dimensioning of fixed propellers should be made very thoroughly for every vessel, as there are only limited possibilities to control the absorbed power. Factors, which influence on the design, are:

- the resistance of the ship increases with time.
- the frictional resistance of the propeller blade in water increases with time.
- bollard pull requires higher torque than free running.
- propellers rotating in ice require higher torque.

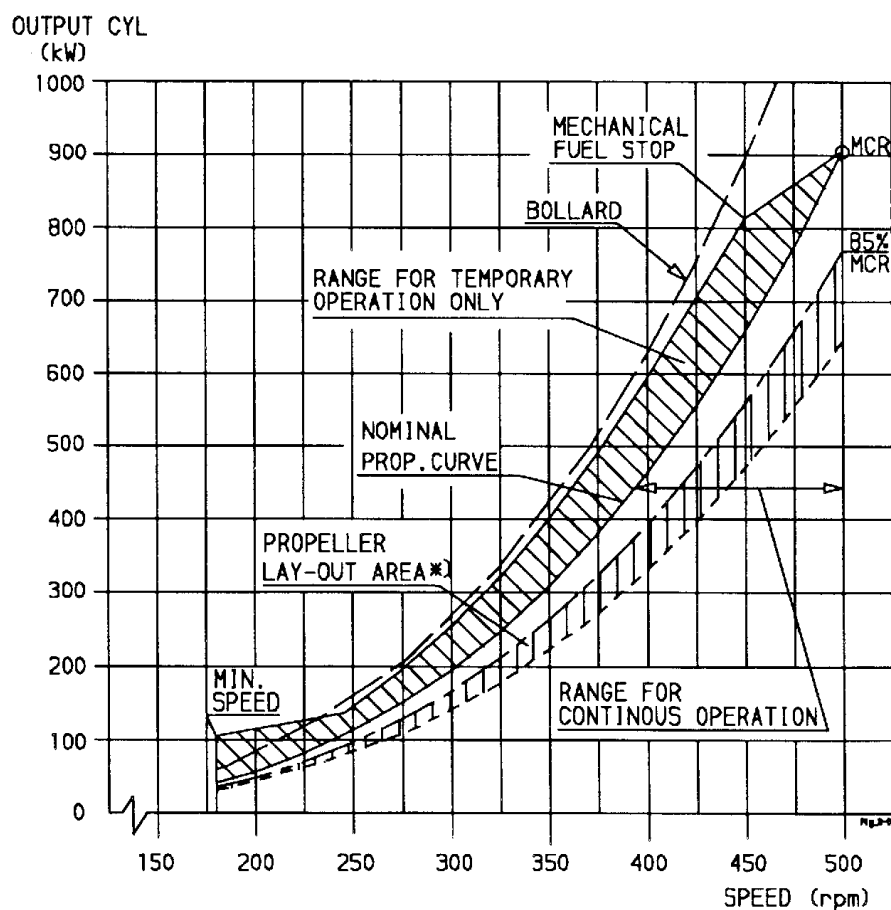
The FP-propeller should normally be designed so that it absorbs in maximum 85% of the maximum continuous output of the engine (shaft losses included) at normal speed when the ship is on trial, at specific speed and load.

For ships intended for towing, the propeller can be designed for 95% of the maximum speed for bollard pull or at towing speed. The absorbed power at free running and nominal speed is usually then relatively low, 65...80% of the output at bollard pull.

For ships intended for operation in heavy ice, the additional torque of the ice should furthermore be considered.

The diagram beside shows the permissible operating range for FP-propeller installations as well as the recommended design area. The min. speed will be decided separately for each installation.

A clutch to be used, the slipping time to be calculated case by case (normally 3...5 sec).



Rys. 5.19.: Operating field for FP-propeller, rated speed 500 RPM

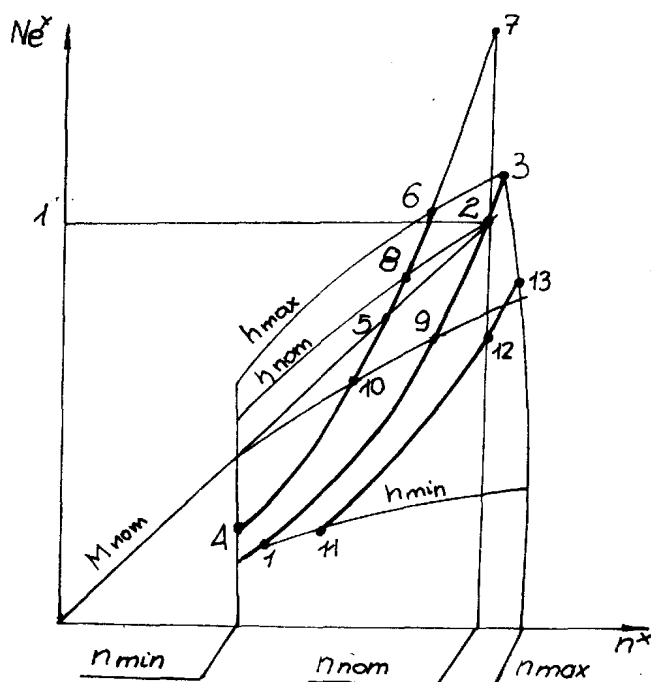


taka sytuacja, że silnik rozwija moment nominalny. Właściwie do tego czasu interwencja załogi była niepotrzebna, gdyż silnik nie był przeciążony. Proces ten (np. pogarszanie się warunków pogodowych) nie jest gwałtowny obrazują go kolejne charakterystyki śrubowe na odcinku 3÷9. Gdyby silnik był początkowo eksploatowany na obciążeniu nominalnym, byłby od początku tego procesu przeciążony, a stan jego pracy byłby w punkcie 13. Powyższe uzasadnia celowość wprowadzenia pojęcia mocy eksploatacyjnej i zasady trwałej pracy przy mocy eksploatacyjnej, zwykle o 1÷15% mniejszej od mocy nominalnej. Daje to pewną gwarancję nie przeciążania silnika w pogarszających się warunkach pogodowych.

Jeżeli w dalszym ciągu będzie występowało pogarszanie się warunków zewnętrznych pływania; a nie byłoby ingerencji załogi, silnik będzie pracować przeciążony cieplnie, zaś punkty współpracy przesuwają się będą, w dalszym ciągu po charakterystyce regulatorowej nastawy eksploatacyjnej prędkości obrotowej 9÷1, a następnie (po zadziałaniu ogranicznika dalszego zwiększania wydajności pompy wtryskowej) po zewnętrznej charakterystyce granicznej mocy maksymalnej.

W okrętownictwie są stosowane także, jako napęd główny, tłokowe silniki spalinowe bez wielozakresowych regulatorów prędkości obrotowej, a jedynie z regulatorami ograniczającymi obroty maksymalne. Na rysunku przedstawiono charakterystykę obrotowa układu silnika bez wielozakresowego regulatora prędkości obrotowej.

Powstała ona przez naniesienia na tło charakterystyki zewnętrznej silnika kilku charakterystyk śrubowych zapotrzebowania mocy przez śrubę napędzającą statek typu wypornościowego.



Rys. 6.2.: Charakterystyka obrotowa okrętowego układu ruchowego z tłokowym silnikiem spalinowym bez wielozakresowego regulatora prędkości obrotowej + kadłub wypornościowy + śruba o skoku ustalonym.

Dla nominalnych warunków zewnętrznych możliwa jest ciągła współpraca elementów układu ruchowego: silnik, kadłub i śruba w każdym punkcie na odcinku charakterystyki śrubowej 1÷2. W razie potrzeby możliwa jest także ewentualna chwilowa praca, na odcinku tej charakterystyki 2÷3, gdzie występuje stan przeciążenia momentem i obrotami. Maksymalna moc trwała jest określona punktem 2, zaś chwilowa punktem 3. Jeśli warunki zewnętrzne będą cięższe od nominalnych, wówczas charakterystyka śrubowa przesuwa się w lewo. Trwała współpraca układu ruchowego jest wówczas możliwa na odcinku 4÷5, zaś

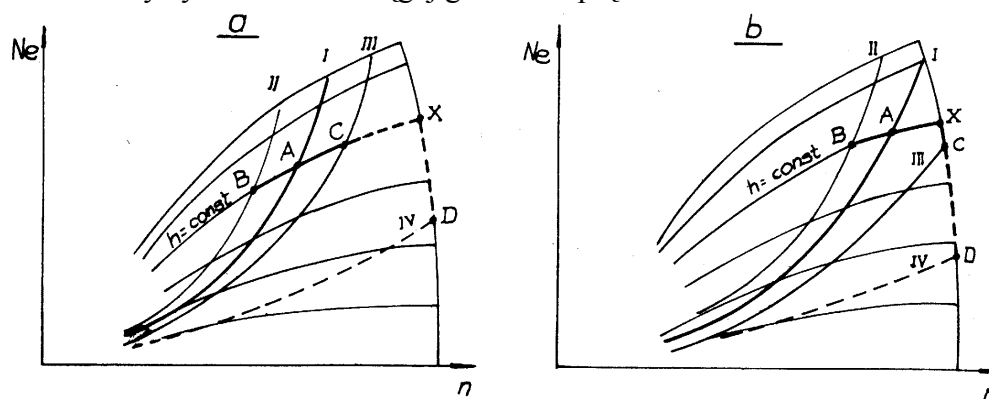
maksymalna moc trwała dla tych warunków określona jest przez punkt 5, będący przecięciem charakterystyki śrubowej z linią momentu nominalnego silnika. Maksymalną chwilową moc współpracy układu ruchowego określa punkt 6 znajdujący się na przecięciu charakterystyki śrubowej z zewnętrzną charakterystyką graniczną silnika. Gdyby w warunkach zewnętrznych odpowiadających krzywej śrubowej 4÷5÷6 dążyć do uzyskania obrotów nominalnych, silnik zastałby w niedopuszczalny sposób przeciążony momentem i mocą (punkt 7), co może doprowadzić do awarii silnika.

W razie pogarszania się warunków zewnętrznych, przy ustalonej nastawie pompy wtryskowej, punkt współpracy 2 układu ruchowego przemieszcza się w lewo po linii charakterystyki granicznej danej nastawy pompy, tzn. po odcinku 2÷8. Jakkolwiek punkt 3 daje pewne przeciążenie silnika momentem, mimo to możliwa jest nawet stosunkowo długotrwała jego praca przy tym obciążeniu - jeśli producent silnika to dopuszcza. Zjawisko to, (moment silnika w razie pogarszania się warunków zewnętrznych ulega stosunkowo niewielkiemu zwiększeniu), nazywa się samoregulacją prędkości obrotowej. Silniki tego typu są w mniejszym stopniu narażone na niebezpieczeństwo przeciążenia ich momentem niż silniki tłokowe z wielozakresowym regulatorem prędkości obrotowej. Zrozumiałe jest, że właściwa eksploatacja wymaga zmniejszenia nastawy pompy paliwowej, tak, aby praca ustaliła się co najwyżej w punkcie 5, tzn. aby silnik rozwijał moment nie większy od nominalnego. Jeżeli stan pracy początkowej, tzn. nastawa pompy paliwowej odpowiadała punktowi np. 9 (parametry eksploatacyjne), wówczas przy pogarszaniu się warunków zewnętrznych punkty współpracy będzie przemieszczać się po drodze 9 ÷ 10, co nie spowoduje przeciążenia silnika.

W razie warunków zewnętrznych łżejszych od nominalnych, trwała współpraca układu ruchowego jest możliwa na odcinku 11÷12, zaś chwilowa na odcinku 12÷13. Maksymalna moc trwała dla tych warunków, czy nawet chwilowa jest mniejsza od mocy nominalnej.

W przypadku tłokowego silnika spalinowego bez wielozakresowego regulatora prędkości obrotowej, w czasie pływania na fali, wyraźnie daje się zauważyć okresowa zmienność wielkości obrotów silnika i całego układu napędowego (zjawisko to nie występuje w przypadku silników z wielozakresowymi regulatorami prędkości obrotowej). Obroty zmniejszają się, gdy statek wchodzi na fale, i odwrotnie, zwiększają się, gdy schodzi z fali. Szczególnie jest to wyraźne dla jednostek małych - o długości poniżej połowy długości fali. Obrazuje to rysunek, przy czym mogą zaistnieć dwie sytuacje:

- charakterystyki śrubowe nie osiągają granicznych prędkości obrotowych,
- charakterystyki śrubowe osiągają graniczne prędkości obrotowe.



Rys. 6.3.: Współpraca układu ruchowego; tłokowy silnik spalinowy bez wielozakresowego regulatora, prędkości obrotowej (tylko z regulatorem granicznych obrotów); w czasie pływania na fali oraz podczas ewentualnego wynurzenia się śruby. I - krzywa śrubowa pływania na powierzchni poziomej; II - krzywa śrubowa wchodzenia na fale; III - krzywa śrubowa schodzenia z fali; IV - krzywa śrubowa dla śruby częściowo wynurzonej.

Przypuśćmy, że w chwili, gdy nieduży statek znajduje się na wierzchołku fali lub w jej dolinie, temu stanowi statyki pływania odpowiada charakterystyka śrubowa I, zaś punkt A odpowiada parametrom pracy układu napędowego. W chwili, gdy statek z doliny pocnie wchodzić pod górę i przeciw nadchodzącej z przeciwka fali, jego charakterystyka śrubowa staje się bardziej ciężka II, a punktem współpracy układu napędowego niech będzie B. W chwili, gdy statek minie maksimum nachylenia fali (i własnego trymu), tzn., że zaczyna zbliżać się do wierzchołka fali, jego charakterystyka śrubowa zaczyna być lżejszą, a na wierzchołku fali jest znów jak I podobna, jak w dolinie. Następnie statek zaczyna schodzić z fali. Sytuację, gdy ma największe pochylenie (przegłębienie) niech obrazuje charakterystyka III, a parametry współpracy silnika i śruby - punkt C. Następnie, w miarę przybliżania się do doliny, nachylenie fali jest coraz mniejsze i charakterystyka śrubowa wraca z powrotem do sytuacji I. Może też zaistnieć taka sytuacja, jak przedstawia rys. b.

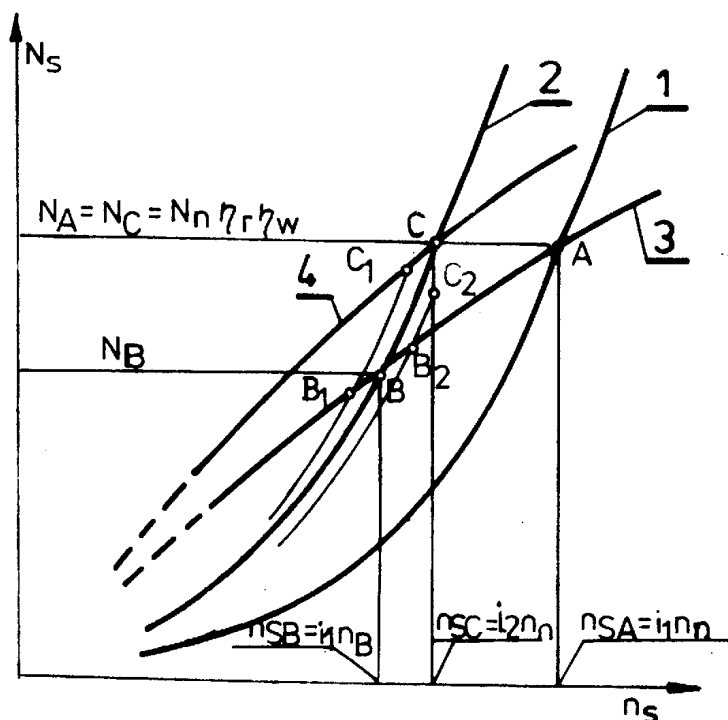
W chwili, gdy statek „schodzi” z fali prędkość obrotowa układu napędowego na tyle wzrośnie, że obroty osiągną wielkość graniczną - punkt X. Wtedy regulator ograniczający maksymalną prędkość obrotową zaczyna działać na dźwignię sterującą pracą pompy wtryskowej i ogranicza ilość paliwa podawanego do cylindrów (odcinek  $X \div C$ ).

Bywa, że podczas pływania na fali, śruba - periodycznie - częściowo wynurza się. Wtedy charakterystyka śrubowa staje się zdecydowanie lżejsza (IV), a parametry pracy odpowiadają np. punktowi D. W chwili wynurzania się śruby, początkowo jej prędkość obrotowa rośnie do punktu X, ale z chwilą zadziałania regulatora ograniczającego prędkość obrotową, dalszy przyrost obrotów zostaje zahamowany poprzez zmniejszenie dawki paliwa ( $X-D$ ). I odwrotnie, wraz z ponownym zanurzeniem się śruby, najpierw regulator stara się utrzymać jej prędkość obrotową, zwiększając ilość podawanego do cylindrów silnika paliwa ( $D \div X$ ), a z chwilą osiągnięcia w punkcie X zadanej nastawy paliwowej  $h = \text{const}$ , prędkość obrotowa obniża się.

Jak z powyższego wynika, tłokowy silnik spalinowy z regulatorem wielozakresowym jest bardziej narażony na przeciążenie go momentem przy pogarszających się warunkach pogodowych niż silnik bez takiego regulatora, ale za to samoczynnie utrzymuje zadaną wielkość obrotów. Natomiast silnik bez wielozakresowego regulatora prędkości obrotowej ma zaletę samoregulacji (mniejsze prawdopodobieństwo przeciążenia cieplnego), ale nie utrzymuje zadanych obrotów w zmiennych warunkach pływania. Współcześnie na morskich jednostkach pływających z reguły stosowane są silniki z wielozakresowymi regulatorami prędkości obrotowej.

### **2.3. WSPÓLPRACA SILNIKA W OKRĘTOWYM UKŁADZIE NAPĘDU GŁÓWNEGO ZE ŚRUBĄ O SKOKU USTALONYM I DWUBIEGOWEJ PRZEKŁADNI MECHANICZNEJ**

W układach napędowych statków, gdzie występują dwa wyraźnie różne stany eksploatacyjne (np. holowniki, łowcze statki rybackie) dość często stosowane są mechaniczne przekładnie wielobiegowe o dwóch różnych przełożeniach naprzód, które z reguły realizują także obroty wstecz śruby. Zrozumiałe, że przełożenia naprzód powinny być tak dobrane, aby momenty i prędkości obrotowe na wyjściu z przekładni odpowiadały wielkościom zapotrzebowanym przez śrubę dla przewidywanych dwóch zasadniczych stanów eksploatacji. Współpracę silnika ze śrubą okrętową z zastosowaniem przekładni dwubiegowej ruchu naprzód przedstawia rysunek.



Rys. 6.4.: Współpraca silnika ze śrubą okrętową o skoku ustalonym, poprzez przekładnię dwubiegową

Krzywa 1 obrazuje charakterystykę śrubową pływania swobodnego, zaś krzywa 2 holowanie. Natomiast w układzie napędowym kombinowanym (wielosilnikowym). Krzywe 3 i 4 są charakterystykami momentu obrotowego na wyjściu z przekładni odpowiednio dla przełożenia 1 oraz 2, przy założeniu, że nastawa paliwowa i moment silnika pozostają nie zmienione. Punkt A niech przedstawi parametry nominalne układu napędowego przy przełożeniu 1 - odpowiadające mocy, momentowi i obrotom nominalnym silnika.

W razie zmiany warunków zewnętrznych pływania (przejście do charakterystyki śrubowej 2, przy nie zmienionym przełożeniu oraz nie zmienionej nastawie pompy wtryskowej (przy nie zmienionych dawkach paliwa podawanego do cylindrów silnika), praca układu napędowego możliwa jest w punkcie B, tzn. nastąpiłoby zmniejszenie prędkości obrotowej silnika. Moc silnika byłaby znacznie mniejsza od jego mocy nominalnej. W takiej sytuacji zmiana przełożenia, do wartości 2 pozwoli ponownie na pracę silnika wg parametrów nominalnych, gdyż zostanie zmniejszone przełożenie prędkości obrotowej przekazywanej na śrubę, natomiast zwiększony moment obrotowy. W razie, gdy charakterystyka śrubowa w pogorszonych warunkach zewnętrznych pływania będzie nieco inna od przewidywanej, współpraca układu napędowego przy przełożeniu 2 może ustalić się ewentualnie w stanach C1 oraz C2 (zamiast B1 oraz B2). Jak wynika z tych rozważań, układ napędowy z przekładnią dwubiegową pozwala, przynajmniej w pobliżu dwóch stanów eksploatacyjnych, na pracę silnika z prędkością obrotową ekonomiczną (bliską nominalnej), zalecaną ze względu na jednostkowe zużycie paliwa i pełne (prawie pełne) wykorzystanie mocy silnika, bez obawy jego przeciążenia.

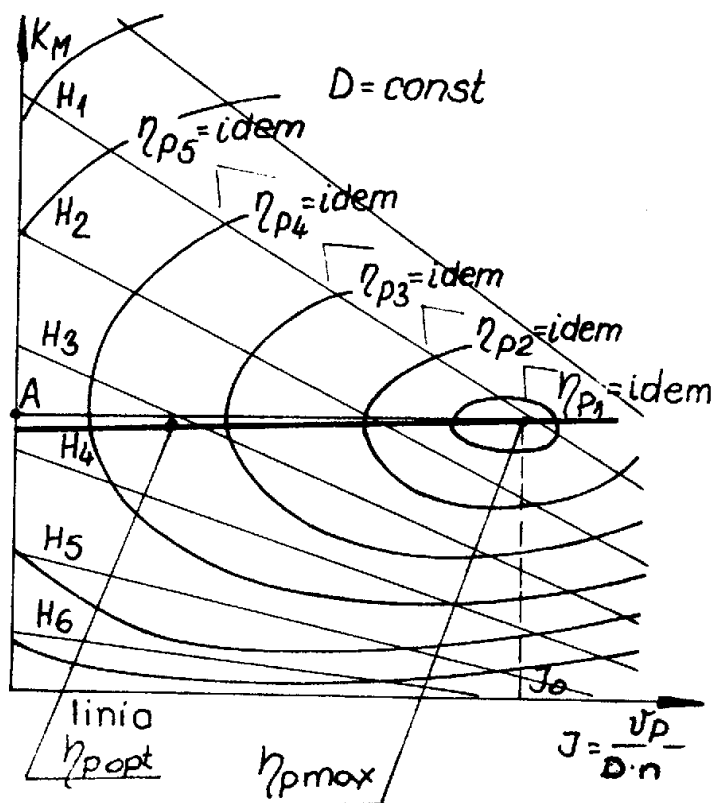


## 6.1. WSPÓLPRACA SILNIKA ZE ŚRUBĄ O SKOKU NASTAWNYM W USTALONYCH ZEWNĘTRZNYCH WARUNKACH PŁYWANIA - DOBÓR OPTYMALNYCH PAR NASTAW: PRĘDKOŚĆ OBROTOWA - SKOK ŚRUBY

Dla układu napędowego ze śrubą nastawną wielkościami regulowanymi są jej skok i prędkość obrotowa. W każdych warunkach pływania można dobrać wiele par nastaw (prędkość obrotowa i skok), które zapewnią żadaną prędkość ruchu statku. Jednakże spośród nich tylko jedna para nastaw jest optymalna, tzn. zapewni żadaną prędkość statku w danych warunkach zewnętrznych, przy najmniejszym z możliwych zużyciu paliwa. W razie innej prędkości statku, czy też nawet tej samej prędkości, ale dla zmienionych warunków zewnętrznych pływania (inne zanurzenie statku, trymy, warunki morskie, stan powierzchni kadłuba), optymalna para nastaw będzie inna. Zrozumiałe, że dobierana para nastaw musi mieścić się w dopuszczalnym zakresie ciągłej pracy silnika, by nie zaistniały nadmierne przeciążenia mogące doprowadzić do obniżenia trwałości, niezawodności działania czy do uszkodzenia jego podzespołów.

Wiemy, że zmieniając skok śruby (zmieniając  $H/D$ ) przesuwamy charakterystykę śrubową. Wynika stąd, że całe pole eksploatacyjne silnika napędu głównego stanowi nieskończoną liczbę możliwych stanów współpracy układu napędowego, tzn. możliwych par nastaw skoku  $H$  śruby i prędkości obrotowej  $n$ . Należy dążyć do tego, aby spośród tej nieskończonej liczby możliwych par nastaw zawsze wybrać nastawy optymalne dla żadanej prędkości w danych warunkach zewnętrznych pływania.

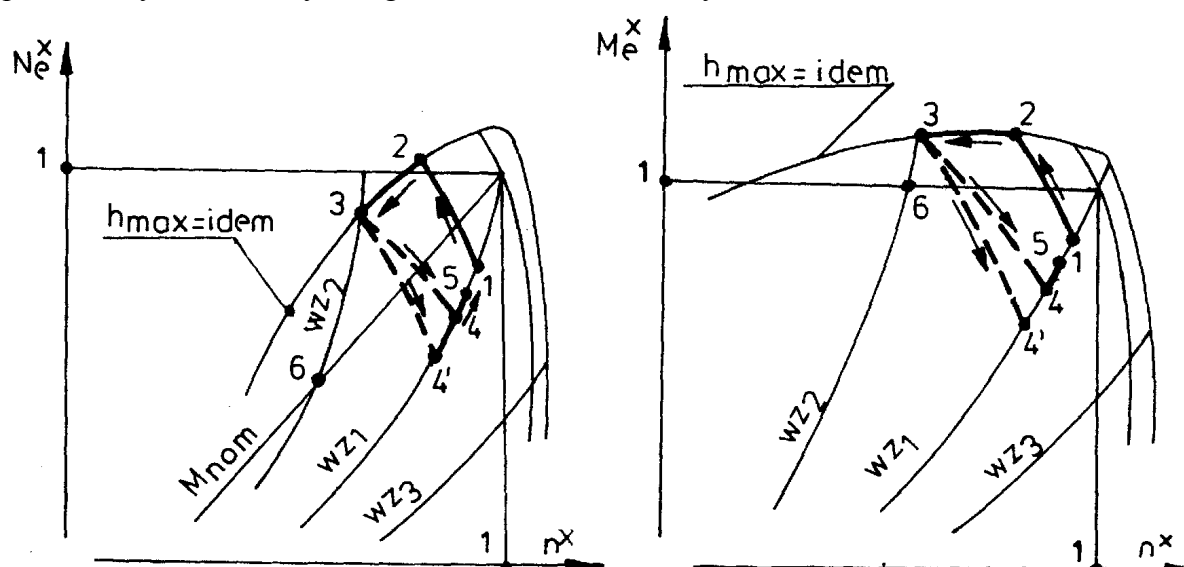
Na rysunku przedstawiono wycinek charakterystyki hydrodynamicznej śrub swobodnych. Z wykresu tego wynika, że linia optymalnych sprawności śrub o różnych współczynnikach skoku  $H/D$  jest prawie pozioma.



Rys. 6.5.: Sprawności śrub okrętowych

Sprawność ta jest tym wyższa, im bardziej punkt jej parametrów pracy przesuwa się w prawo - w kierunku współczynnika posuwu  $J_0$ , dlatego też należy stosować takie nastawy skoku oraz wielkość obrotów śruby, aby jednocześnie pracować na tej optymalnej krzywej możliwie blisko wartości  $J_0$ .

Od wielu lat stosowane są różne rozwiązania konstrukcyjne mające na celu zapewnienie doboru możliwie optymalnych par nastaw skoku  $H$  i prędkości obrotowej śruby nastawnej, w różnych warunkach zewnętrznych pływania statków. Uprzednio były stosowane odpowiednie nastawniki (jedno lub dwu dźwigniowe). Głównym elementem tych nastawników były wymienne wałki krzywkowe przyporządkowane różnym warunkom zewnętrznym, które w jednoznaczny sposób zadawały (nastawiały) optymalną prędkość obrotową i skok śruby (zależnie od warunków zewnętrznych i prędkości pływania). Jednakże określenie (oszacowanie) warunków zewnętrznych i tym samym dobór odpowiedniego wałka zależały od subiektywnej oceny załogi (nawigatora). Prowadziło to nieraz do niewłaściwej eksploatacji układu napędowego ze śrubą nastawną, a zamiast oczekiwanych korzyści powstawały nawet straty - względem śrub o skoku stałym.



Rys. 6.6.: Optymalizacja sprawności napędowej układu ruchowego statku ze śruby nastawnymi - dobór optymalnej pary nastaw

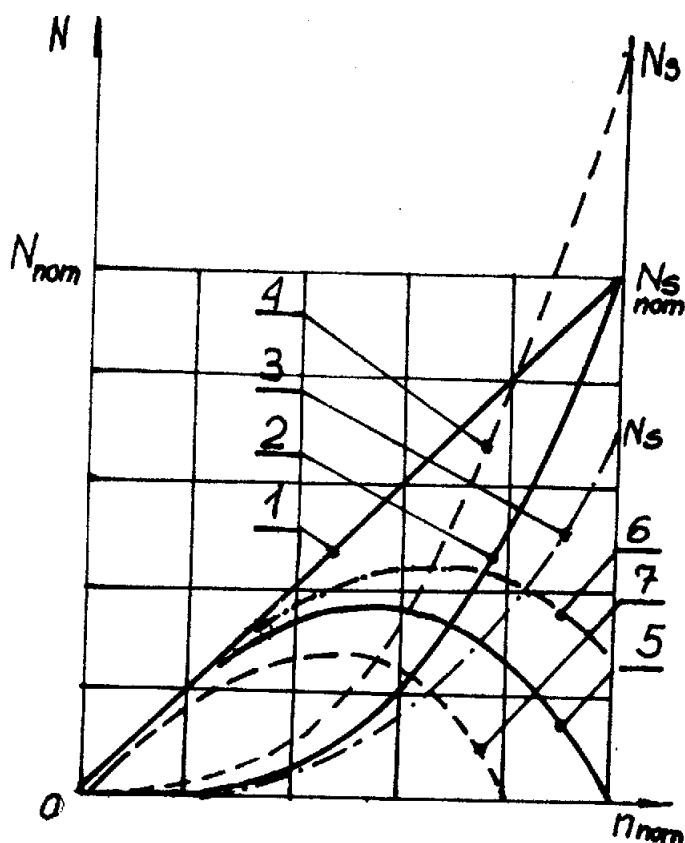
## 6.2. WSPÓŁPRACA SILNIKA NAPĘDOWEGO Z PRĄDNICĄ WAŁOWĄ

Przez długi okres czasu spośród tłokowych silników spalinowych tylko wolnoobrotowe były przystosowane do spalania najtańszego gatunku paliwa - oleju ciężkiego. silniki średnioobrotowe i szybkoobrotowe wymagały oleju napędowego. Z uwagi na dużą różnicę cen tych gatunków paliwa, ekonomicznie uzasadnione było stosowanie na statkach prądnic wałowych zamiast pracy niezależnych zespołów prądotwórczych. Jednakże ostatnich latach firmy produkujące silniki średnioobrotowe, a nawet szybkoobrotowe przystosowały swe silniki do spalania oleju ciężkiego. Tym samym główne uzasadnienie stosowania prądnic wałowych upadło. Co prawda pozostają inne przesłanki: zwiększenie stopnia obciążenia silnika przy niepełnych prędkościach pływania i bardziej równomierna jego praca, nieco mniejsze jednostkowe zużycie paliwa w porównaniu do silników niezależnych zespołów prądotwórczych, mniejszy hałas w siłowni, ale waga ich jest dużo mniejsza.

W przypadku prądnic wałowych prądu przemiennego konieczne jest utrzymywanie stałej wielkości obrotów silnika głównego - co najwyżej z tolerancją 5%. Ten wymóg

uważnie zawęża możliwy zakres pracy prądnicy w razie śrub o skoku stałym. Ewentualne zastosowanie specjalnych rozwiązań dla stabilizacji częstotliwości prądu i jego napięcia, znacznie podnosi koszty inwestycyjne, co nie zawsze jest opłacalne. Nawet, jeśli takie rozwiązanie nie jest zastosowane na typowych statkach towarowych ze śrubą o skoku stałym, w razie pływania a długich trasach prądnica wałowa prądu przemiennego zabezpiecza dostawę energii elektrycznej przez okres ok. 50÷60% czasu pracy siłowni (przy tolerancji częstotliwości =5%). Na statkach ze śrubami nastawnymi stosowanie prądnic wałowych prądu przemiennego jest powszechniejsze. Możliwość realizacji różnych prędkości pływania tylko poprzez zmiany skoku śruby - bez zmian prędkości obrotowej - poważnie zwiększa czas pracy prądnicy. Co prawda utrzymywanie stałej prędkości obrotowej układu napędowego statku wyklucza pracę wg. kryterium optymalnej sprawności napędu, czy nawet tylko optymalnej sprawności napędowej, ale w razie większych mocy prądnicy wałowej oszczędności w produkcji energii elektrycznej były znacznie większe niż straty w napędzie głównym - dopóki niezależne zespoły prądotwórcze wymagały oleju napędowego.

Zależnie od warunków zewnętrznych pływania (zależnie od przebiegu charakterystyki śrubowej mocy), wielkość mocy nadmiarowej silnika głównego jest różna. Obrazuje to na rysunku zestaw charakterystyk.



Rys. 6.7.: Wielkość nadmiaru mocy silnika okrętowego napędu głównego zależnie od charakterystyki śrubowej; 1 - linia ograniczająca (momentu nominalnego); 2, 3, 4 - charakterystyki śrubowej mocy (projektowa, dla warunków zewnętrznych lżejszych od konstrukcyjnych, dla warunków bardziej ciężkich); 5, 6, 7 - wielkość mocy nadmiarowej (dla projektowej charakterystyki śrubowej mocy, dla lżejszej i dla bardziej ciężkiej)