

Andrzej Młynarczak

Rafał Krakowski



Maszyny i urządzenia okrętowe

Andrzej Młynarczak
Rafał Krakowski

Maszyny i urządzenia okrętowe



Uniwersytet Morski w Gdyni
Gdynia 2026

Publikacja została sfinansowana ze środków Projektu FERS „Morze kompetencji – nowoczesne kształcenie dla potrzeb gospodarki morskiej”, współfinansowanego przez Unię Europejską ze środków Europejskiego Funduszu Społecznego Plus w ramach Programu Fundusze Europejskie dla Rozwoju Społecznego 2021–2027 (FERS.01.05-IP.08-006/23), w ramach Zadania 5.

Recenzent: dr inż. Mirosław Dereszewski

Opracowanie redakcyjne: Agnieszka Frankiewicz

Skład i łamanie: Małgorzata Myszkowska

Korekta: Agnieszka Frankiewicz

Projekt okładki: Krzysztof Becker

Copyright by Uniwersytet Morski w Gdyni

ISBN: 978-83-67428-79-8 (wersja drukowana)

e-ISBN: 978-83-67428-80-4 (wersja elektroniczna)

Publikacja udostępniona na licencji Creative Commons Uznanie autorstwa 4.0 Międzynarodowa (CC BY 4.0)

Licencja zezwala na kopiowanie, rozpowszechnianie, adaptację oraz wykorzystanie utworu, także w celach komercyjnych, pod warunkiem wskazania autorstwa i źródła.

Licencja CC BY 4.0 nie obejmuje znaków towarowych oraz materiałów graficznych pochodzących z oprogramowania PTV Lines, które zostały użyte w celach dydaktycznych na zasadzie prawa cytatu
<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/legalcode>

Wydanie pierwsze

Wydawnictwo Uniwersytetu Morskiego w Gdyni
2026

Spis treści

Wstęp.....	7
1. Urządzenia kotwiczne, cumownicze i holownicze	9
1.1. Wymagania towarzystw klasyfikacyjnych	9
1.2. Urządzenia kotwiczne	16
1.2.1. Elementy urządzenia kotwicznego	16
1.2.2. Obsługa, konserwacje i przeglądy wciągarek kotwicznych	27
1.3. Urządzenia cumownicze	29
1.4. Zautomatyzowane systemy cumownicze	35
1.5. Urządzenia holownicze.....	40
2. Zamknięcia otworów ładunkowych i przedziałów wodoszczelnych..	44
2.1. Pokrywy ładowni.....	44
2.2. Budowa i obsługa drzwi przedziałów wodoszczelnych	60
2.3. Budowa i obsługa furt, ramp i wrót wodoszczelnych	67
2.3.1. Furty i rampy dziobowe.....	67
2.3.2. Rampy rufowe	69
2.3.3. Furty i rampy burtowe.....	80
2.4. Budowa i obsługa platform ładunkowych oraz ramp wewnętrznych..	84
2.4.1. Platformy ładunkowe	84
2.4.2. Rampy wewnętrzne	88
3. Urządzenia przeładunkowe.....	92
3.1. Wstęp	92
3.2. Żurawie bomowe	93
3.2.1. Lekkie żurawie bomowe	93
3.2.2. Ciężkie żurawie bomowe	96
3.3. Budowa i obsługa wciągarek żurawi bomowych	99
3.4. Żurawie pokładowe	107

3.4.1. Podział i ogólna charakterystyka żurawi pokładowych	107
3.4.2. Żurawie pokładowe o napędzie elektrycznym	112
3.4.3. Żurawie pokładowe o napędzie elektrohydraulicznym.....	115
3.4.4. Obsługa żurawi pokładowych.....	131
4. Stabilizatory przechyłów	133
4.1. Wiadomości wstępne	133
4.2. Podstawy teoretyczne	134
4.2.1. Podstawy stateczności okrętu	134
4.2.2. Ruchy jednostki na fali	137
4.2.3. Parametry oraz przyczyny powstawania przechyłów statku	138
4.3. Klasyfikacja stabilizatorów przechyłu	139
4.4. Stępki przechyłowe	140
4.5. Płetwy stabilizujące Denny–Brown	141
4.5.1. Zasada działania i teoria siły hydrodynamicznej	143
4.5.2. Sterowanie płetwami – systemy hydrauliczne i elektryczne	145
4.5.3. Budowa, materiały i mechanizmy składania płetw.....	146
4.6. Zbiorniki przeciwprzechyłowe (cysterny Frahma)	147
4.7. Zbiorniki stabilizacyjne sterowane (systemy Flume).....	148
4.7.1. Zasada działania	148
4.7.2. Budowa i elementy systemu Flume	149
4.8. Stabilizatory żyroskopowe (rotacyjne)	151
4.8.1. Zasada działania – moment żyroskopowy	151
4.8.2. Typowe konstrukcje i parametry techniczne	152
4.9. Tłumienie kołysań bocznych za pomocą steru.....	154
4.9.1. Zasada działania	154
4.9.2. Układ sterowania i automatyka	155
4.10. Systemy hybrydowe.....	156
4.11. Procedury obsługowe i diagnostyczne	158
4.12. Wymagania klasyfikacyjne i przeglądy towarzystw klasyfikacyjnych .	160
5. Windy łodziowe	162
5.1. Wiadomości wstępne	162
5.1.1. Rola i znaczenie urządzeń do wodowania łodzi ratunkowych...	162
5.1.2. Wymagania międzynarodowe (SOLAS, LSA Code)	162
5.1.3. Klasyfikacje urządzeń wodujących	163

5.2. Budowa i obsługa łodzi ratunkowych	165
5.2.1. Elementy konstrukcyjne wind	165
5.2.2. Przykłady wind łodzi ratunkowych.....	167
5.3. Obsługa wind łodzi ratunkowych	169
5.3.1. Przygotowanie windy do pracy	169
5.3.2. Procedury wodowania i podnoszenia łodzi ratunkowej	169
5.3.3. Typowe usterki i sposoby ich diagnozowania oraz praca w warunkach awaryjnych.....	170
5.4. Budowa i obsługa zrzutni łodzi ratunkowych (żurawików)	171
5.4.1. Typy żurawików	171
5.4.2. Elementy konstrukcyjne żurawików	179
5.5. Obsługa żurawików i zrzutni	180
5.5.1. Przygotowanie żurawików i zrzutni do wodowania	180
5.5.2. Przeglądy okresowe, konserwacja i postępowanie w warunkach awaryjnych.....	182
5.5.3. Najczęstsze problemy eksploatacyjne i ich usuwanie	182
6. Linie wałów	184
6.1. Budowa linii wałów.....	184
6.2. Wał śrubowy.....	188
6.3. Wał pośredni	193
6.4. Wał oporowy.....	195
6.5. Drgania wałów układu napędowego.....	196
6.5.1. Rodzaje i charakter drgań wału korbowego	196
6.5.2. Przyczyny powstawania drgań linii wałów	197
6.5.3. Skutki drgań linii wałów	198
6.6. Łożyska linii wałów	199
6.6.1. Łożyska oporowe ślizgowe.....	199
6.6.2. Łożyska oporowe toczne.....	201
6.6.3. Łożyska nośne	202
6.7. Sprzęgła	208
6.8. Hamulce.....	216
Bibliografia.....	219

*Pamięci profesora Zygmunta Górskiego,
którego dorobek i pasja były inspiracją
do powstania tej publikacji*

Wstęp

Niniejszy skrypt stanowi merytoryczne dopełnienie literatury przedmiotu, w tym wydanych wcześniej publikacji autorstwa profesora Zygmunta Górskiego. Stanowi samodzielne opracowanie, koncentrujące się na aspektach dotychczas nieopisanych. Obejmuje treści programowe wykładów z przedmiotów: *maszyny i urządzenia okrętowe* oraz *urządzenia przeładunkowe* realizowanych dla studentów Wydziału Mechanicznego Uniwersytetu Morskiego w Gdyni oraz uczestników kursów doskonalących dla mechaników okrętowych na poziomach operacyjnym oraz zarządzania i do tych grup odbiorców jest przede wszystkim adresowany. Może być również pomocny dla studentów innych uczelni technicznych oraz oficerów mechaników okrętowych w ich praktyce zawodowej.

Maszyny i urządzenia pomocnicze są niezbędnym wyposażeniem wszystkich statków morskich. Wchodzą one w skład instalacji siłowni okrętowych i innych instalacji ogólnookrętowych, obsługujących m.in. napędy główne, zespoły prądotwórcze, pomieszczenia mieszkalne i gospodarcze statku. Znajdują się na pokładach morskich statków handlowych oraz innych jednostek specjalistycznych i służą do realizowania operacji cumowania, kotwiczenia, operacji przeładunkowych itp.

Większość maszyn i urządzeń opisanych we wcześniejszych publikacjach znajduje zastosowanie zarówno na statkach morskich, jak i na lądzie (np. pompy, sprężarki, wentylatory, filtry itp.). Tematyka niniejszego opracowania dotyczy natomiast przede wszystkim urządzeń wykorzystywanych na jednostkach pływających, takich jak: urządzenia kotwiczne, cumownicze, holownicze, przeładunkowe, urządzenia służące do wodowania łodzi ratunkowych i zamykania otworów kadłubowych, stabilizatory przechyłów czy też urządzenia wchodzące w skład układów napędowych (łożyska, sprzęgła, przekładnie). Te ostatnie stosowane są także w lądowych instalacjach przemysłowych.

Oddając skrypt w ręce Czytelników, autorzy mają nadzieję, że spełni on swoje zadanie jako pomoc dydaktyczna. Wszelkie uwagi dotyczące jego treści i zakresu prosimy kierować na adres Wydawnictwa UMG. Zostaną one wykorzystane w ewentualnych następnych wydaniach.

Andrzej Młynarczak, Rafał Krakowski

1. Urządzenia kotwiczne, cumownicze i holownicze

1.1. Wymagania towarzystw klasyfikacyjnych

Urządzenia kotwiczne. Zgodnie z wymaganiami instytucji klasyfikacyjnych, nadzorujących budowę i wyposażenie statków, każdy statek musi być wyposażony w urządzenie kotwiczne składające się z: kotwic, łańcuchów kotwicznych, stoperów służących do mocowania kotwic zarówno w położeniu podróżnym, jak i podczas postoju na kotwicy, urządzeń do mocowania i zwalniania końców łańcuchów kotwicznych, mechanizmów przeznaczonych do rzucania i podnoszenia kotwic oraz do utrzymania statku na rzuconych kotwicach na wodach osłoniętych w rejonie portu lub na redzie [20].

Urządzenie kotwiczne służy do zatrzymywania statku w miejscu, gdy znajduje się on z dala od nabrzeża portowego, tj. np. w czasie oczekiwania na redzie, postoju związanego z pracą na obszarach wodnych (bazy, statki badawcze), w przypadku awarii itp. Może być również pomocne podczas manewrowania statkiem w basenach portowych, kanałach lub na rzekach. Nie jest natomiast przeznaczone do utrzymywania statku z dala od wybrzeży otwartych, na pełnym morzu przy złej pogodzie lub do zatrzymywania go, gdy dryfuje lub się przemieszcza. W tych warunkach obciążenie wyposażenia kotwicznego zwiększa się tak bardzo, że jego elementy mogą ulec uszkodzeniu lub zniszczeniu, zwłaszcza na dużych statkach.

Przy projektowaniu urządzenia kotwicznego poszczególne jego elementy dobierane są z tabel, w odniesieniu do przepisów towarzystw klasyfikacyjnych, w zależności od wielkości i rodzaju statku, rejonu żeglugi i na podstawie obliczonego wskaźnika wyposażenia. Na bazie wyliczonej wartości wskaźnika wyposażenia określa się: masę i liczbę kotwic głównych, masę kotwicy prądowej (rufowej), długość i kaliber łańcuchów kotwicznych, długość oraz wytrzymałość łańcucha lub liny kotwicy prądowej.

Urządzenia cumownicze. Zgodnie z wymaganiami instytucji klasyfikacyjnych wszystkie jednostki pływające muszą posiadać odpowiednie do ich wielkości wyposażenie cumownicze, umożliwiające bezpieczne przeprowadzanie operacji cumowniczych związanych z normalną eksploatacją statku, takich jak:

- ▶ dociąganie statku do nabrzeża lub przystani pływającej burtą lub rufą;
- ▶ cumowanie do innej jednostki w systemie burta–burta z ewentualnym przeciąganiem jednostek względem siebie;

- niewielkie przemieszczenie statku wzdłuż nabrzeża przy niepracującym napędzie głównym [20].

Skład i wymiary wyposażenia cumowniczego są zależne od wielkości, przeznaczenia i rejonu żeglugi statku. Wymiary główne statku i jego pole nawiewu mają zasadniczy wpływ na wartości sił działających na urządzenia cumownicze. Stąd też średnice i długości lin cumowniczych wyznacza się (podobnie jak elementy wyposażenia kotwicznego) według wskaźnika wyposażenia. Natomiast pachoły, przewłoki i kluzy cumownicze dobiera się odpowiednio do średnic lin.

Urządzenia holownicze. Statki powinny być wyposażone w urządzenia holownicze o wystarczającym bezpiecznym obciążeniu roboczym, umożliwiające bezpieczne przeprowadzanie wszelkich operacji holowania związanych z normalną eksploatacją statku. Długość i siłę zrywającą linę holowniczą dobiera się z odpowiedniej tabeli, stosownie do obliczonego wskaźnika wyposażenia, przy czym lina holownicza jest rozumiana jako własna lina statku holowanego przez holownik lub inny statek. Liczbę i rozmieszczenie pachołów holowniczych oraz przewłok należy ustalać w odniesieniu do właściwości konstrukcyjnych, przeznaczenia i ogólnego rozplanowania statku.

Wskaźnik wyposażenia. Jest to przepisowa wielkość bezwymiarowa, według której dobiera się z tabel elementy urządzeń kotwicznych, cumowniczych i holowniczych. Dla statków jednokadłubowych wyraża się następującą zależnością [20]:

$$N_c = D^{\frac{2}{3}} + 2,0(hB + S_{\text{fun}}) + 0,1A \quad (1.1)$$

gdzie: D – konstrukcyjna wyporność statku przy zanurzeniu do letniej wodnicy ładunkowej [t],

B – konstrukcyjna szerokość statku [m],

h – rzeczywista wysokość zmierzona od letniej wodnicy ładunkowej do górnej krawędzi najwyższej nadbudowy, przy czym:

$$h = a + \sum_{i=1}^{i=n} h_i \quad (1.2)$$

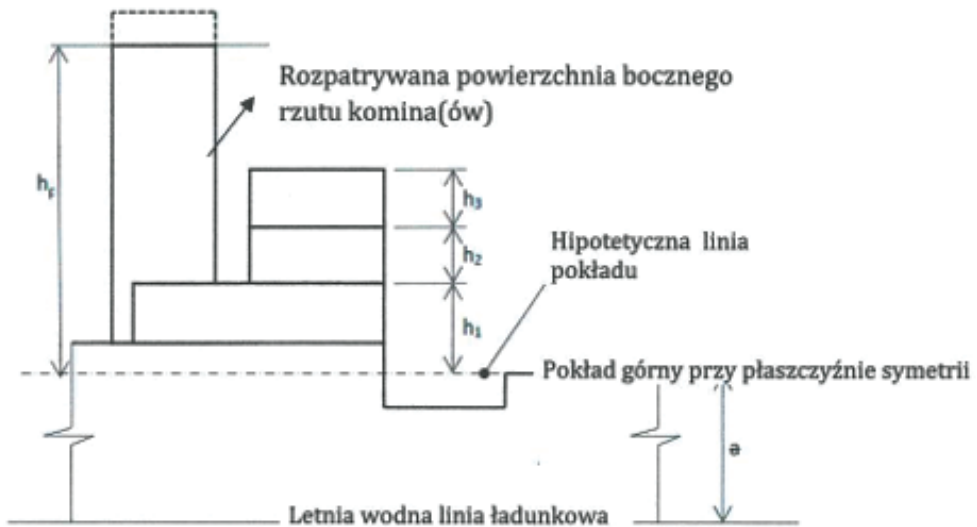
gdzie: a – odległość w pionie przy burcie od letniej wodnicy ładunkowej do górnego pokładu [m] (rys. 1.1),

h_i – wysokość w płaszczyźnie symetrii statku każdej kondygnacji nadbudowy o szerokości większej niż $B/4$ [m] (rys. 1.1, 1.2),

S_{fun} – rzeczywista powierzchnia przedniego rzutu komina [m²], wyznaczana z zależności:

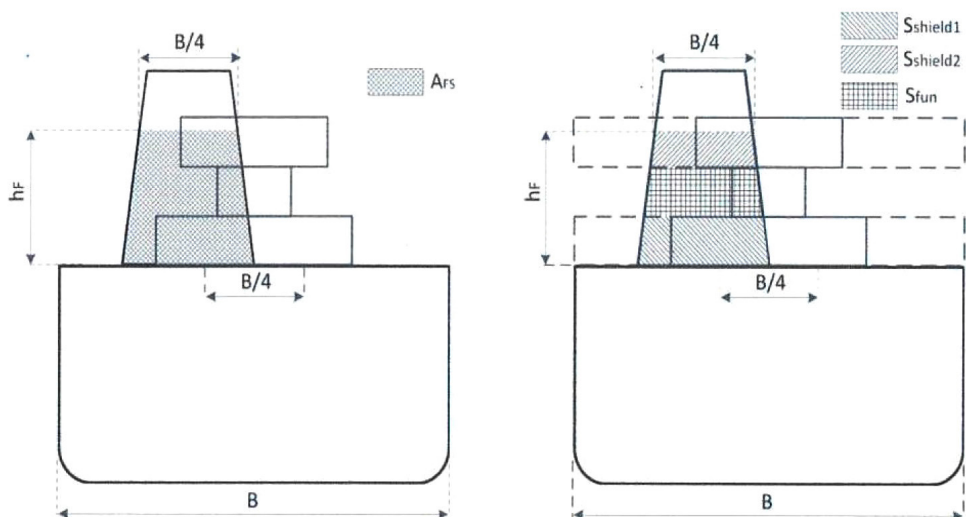
$$S_{\text{fun}} = A_{\text{FS}} - S_{\text{shield}} \quad (1.3)$$

- gdzie: A_{FS} – powierzchnia przedniego rzutu komina $[m^2]$, obliczana pomiędzy pokładem górnym przy płaszczyźnie symetrii a rzeczywistą wysokością h_F , przyjmowana jako wartość zerowa, jeżeli szerokość komina jest mniejsza lub równa $B/4$ (rys. 1.2),
- h_F – rzeczywista wysokość komina $[m]$, mierzona w płaszczyźnie symetrii od górnego pokładu lub hipotetycznej linii pokładu (w przypadku miejscowych nieciągłości górnego pokładu) do szczytu komina przyjmowanego na wysokości, na której jego szerokość osiąga wartość $B/4$ (rys. 1.2),
- S_{shield} – wycinek powierzchni przedniego rzutu komina A_{FS} $[m^2]$, który jest ograniczony wszystkimi elementami nadbudowy o szerokości większej niż $B/4$ (rys. 1.2),
- A – pole bocznego rzutu kadłuba powyżej letniej wodnicy ładunkowej oraz nadbudówek o szerokości większej niż $B/4$ w obrębie długości statku L $[m^2]$,
- n – liczba nadbudówek.



Rys. 1.1. Sposób wyznaczenia parametru α

Źródło: [20]



Rys. 1.2. Sposób wyznaczania parametrów komina branych pod uwagę przy obliczaniu wskaźnika wyposażenia

Źródło: [20]

Metodę doboru elementów urządzenia kotwicznego dla przykładowego statku pasażerskiego przedstawiono na poniższym przykładzie obliczeniowym.

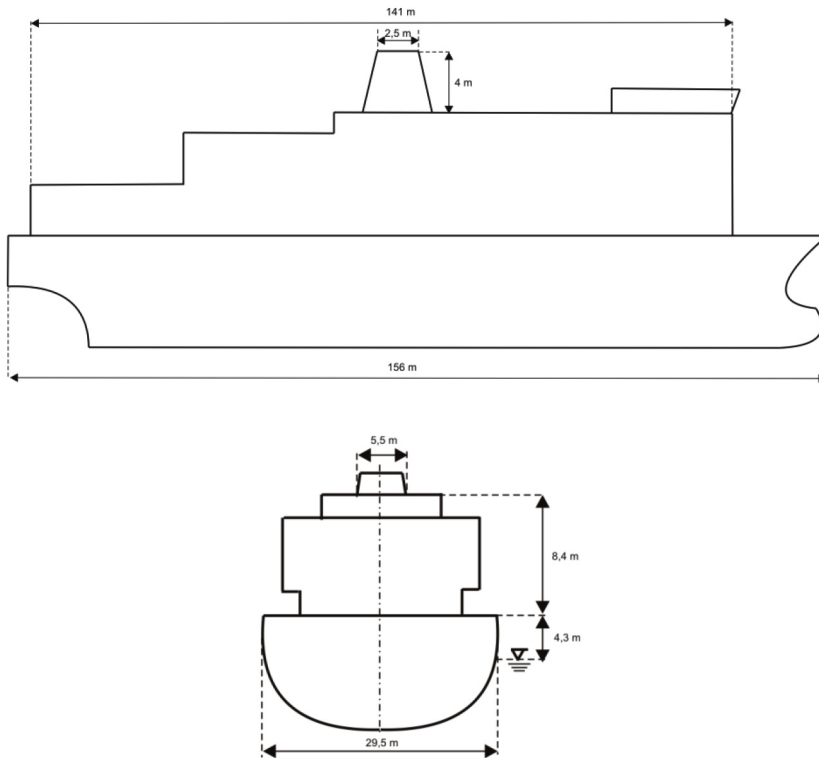
PRZYKŁAD OBLICZENIOWY

Obliczyć masę kotwic głównych, długość i kaliber łańcucha kotwicznego oraz wymaganą moc wciągarki kotwicznej dla statku pasażerskiego o wyporności 23 912 t i parametrach jak na rysunku 1.3.

Dane:

- konstrukcyjna wyporność statku $D = 23\,912\text{ t}$,
- konstrukcyjna szerokość statku $B = 29,5\text{ m}$,
- konstrukcyjna długość statku $L = 156\text{ m}$,
- konstrukcyjna długość nadbudówek $L_1 = 141\text{ m}$,
- wysokość od letniej wodnicy ładunkowej do hipotetycznej linii pokładu $h_1 = 4,3\text{ m}$,
- wysokość w płaszczyźnie symetrii statku nadbudówek o szerokości większej niż $B/4$ $h_2 = 8,4\text{ m}$,
- szerokość komina $B_1 = 5,5\text{ m}$.

Parametry kotwic głównych i łańcuchów kotwicznych dobiera się z tabeli na podstawie wyliczonej wartości wskaźnika wyposażenia zgodnie z zależnością (1.1).



Rys. 1.3. Parametry przykładowego statku pasażerskiego

Źródło: opracowanie własne

Rzeczywistą wysokość h zmierzoną od letniej wodnicy ładunkowej do górnej krawędzi najwyższej nadbudowy wyznaczono z zależności (1.2):

$$h = 4,3 \text{ m} + 8,4 \text{ m} = 12,7 \text{ m}$$

Ponieważ szerokość komina jest mniejsza niż $B/4$ (w tym przypadku równe 7,37 m) na całej wysokości komina wystającej ponad obrys nadbudowy, powierzchnia przedniego rzutu komina A_{FS} i w konsekwencji S_{fun} przyjmowane są z wartością zerową. Z tego samego powodu nie uwzględnia się powierzchni bocznego rzutu komina w ramach powierzchni A bocznego rzutu kadłuba oraz nadbudówek, pokładówek i kominów o szerokości większej niż $B/4$ w obrębie długości statku L oraz znajdujących się powyżej letniej linii ładunkowej. Zatem powierzchnia bocznego rzutu kadłuba w tym przypadku wynosi:

$$A = 156 \text{ m} \cdot 4,3 \text{ m} + 141 \text{ m} \cdot 8,4 \text{ m} = 1855,2 \text{ m}^2$$

Wskaźnik wyposażenia obliczony z zależności (1.1):

$$N_c = 23 \cdot 912^{2/3} + 2,0 (12,7 \cdot 29,5 + 0) + 0,1 \cdot 1855,2 = 1764,82 \approx 1765$$

Na podstawie obliczonej powyżej wartości wskaźnika wyposażenia z odpowiednich tabel opracowanych przez towarzystwa klasyfikacyjne dobiera się parametry kotwic i łańcuchów kotwicznych. Fragment takiej tabeli dla obliczonej w prezentowanym przykładzie wartości wskaźnika wyposażenia przedstawia tabela 1.1.

Tab. 1.1. Parametry wyposażenia kotwicznego dla obliczonej wartości wskaźnika wyposażenia

Wskaźnik wyposażenia		Kotwice dziobowe patentowe		Łańcuchy kotwiczne ogniowe rozpórkowe kotwic dziobowych			
		Liczba	Masa jednej kotwicy [kg]	Łączna długość obu łańcuchów [m]	Średnica minimalna		
Ponad	Włącznie z				zwykłej wytrzymałości (stal kat. 1) [mm]	podwyższonej wytrzymałości (stal kat. 2) [mm]	wysokiej wytrzymałości (stal kat. 3) [mm]
1670	1790	2	5250	577,5	73	64	56

Źródło: [20]

Zatem dla rozpatrywanego statku należy dobrać dwie dziobowe kotwice patentowe, każda o masie co najmniej 5250 kg i minimalnej długości łańcucha wynoszącej 288,75 m (577,5/2). Z kolei minimalna średnica ogniwa rozpórkowego łańcucha kotwicznego (kaliber łańcucha kotwicznego) uzależniona jest od jakości zastosowanej stali i wynosi od 56 mm dla stali o wysokiej wytrzymałości do 73 mm dla stali zwykłej wytrzymałości.

Zgodnie z przepisami Polskiego Rejestru Statków (PRS) moc silnika napędowego wciągarki kotwicznej dla głębokości kotwiczenia mniejszej niż 82,5 m (trzy odcinki łańcucha kotwicznego o długości 27,5 m każdy) powinna zapewniać nieprzerwane wybieranie w ciągu 30 min jednego łańcucha z kotwicą patentową o normalnej sile trzymania, ze średnią prędkością co najmniej 9 m/min (0,15 m/s) i z siłą uciągu, w łańcuchu na kole łańcuchowym nie mniejszą niż określona z zależności [21]:

$$P_1 = 9,81ad^2 \text{ [N]} \quad (1.4)$$

gdzie: a – współczynnik równy:

- 3,75 dla łańcuchów ze stali kategorii 1,
- 4,25 dla łańcuchów ze stali kategorii 2,
- 4,75 dla łańcuchów ze stali kategorii 3,

d – kaliber łańcucha kotwicznego [mm].

Dla głębokości kotwienia większych niż 82,5 m siłę uciągu w łańcuchu na kole łańcuchowym oblicza się zgodnie z zależnością [21]:

$$P_2 = P_1 + (H - 82,5) \cdot 0,27d^2 \text{ [N]} \quad (1.5)$$

gdzie: H – głębokość kotwienia [m].

Biorąc pod uwagę fakt, że stosunek długości wyluzowanego łańcucha do głębokości kotwienia powinien wynosić 5–8 (co jest niezbędne do tego, aby siła działająca na kotwicę za pośrednictwem łańcucha była skierowana poziomo [19]), dla rozpatrywanego statku o długości łańcucha kotwicznego wynoszącej 288,75 m (w przybliżeniu 300 m) maksymalna głębokość kotwienia wynosi 37,5–60 m. Zatem siła uciągu w łańcuchu ze stali zwykłej wytrzymałości (stal kategorii 1) obliczona z zależności (1.4) wyniesie:

$$P_1 = 9,81 \cdot 3,75 \cdot (73)^2 = 196\,040,59 \text{ N}$$

Według [21] układ napędowy wciągarki kotwicznej w znamionowym cyklu pracy powinien dla wyrwania kotwicy z dna zapewniać uzyskanie w łańcuchu na jednym kole łańcuchowym nieprzerwanej siły uciągu nie mniejszej niż $1,5P_1$ lub $1,5P_2$ w czasie nie krótszym niż 2 min. Zatem wymagany uciąg w rozpatrywanym przykładzie będzie wynosił:

$$P = 1,5 \cdot P_1 = 1,5 \cdot 196\,040,59 \text{ N} = 294\,060,88 \text{ N} \approx 294\,061 \text{ N}$$

W przypadku napędu elektrycznego wciągarki kotwicznej niezbędną moc silnika elektrycznego można obliczyć z zależności:

$$N_{el} = \frac{P \cdot v}{\eta} \quad (1.6)$$

gdzie: $P = 294\,061 \text{ N}$ – wymagany uciąg wciągarki w łańcuchu na kole łańcuchowym,
 $v = 9 \text{ m/min}$ ($0,15 \text{ m/s}$) – średnia prędkość podnoszenia kotwicy [21],
 $\eta = 0,9$ – założona sprawność układu przenoszenia napędu (przekładnia, łożyska itp.).

Zatem po podstawieniu danych do zależności (1.6):

$$N_{el} = \frac{294\,061 \text{ N} \cdot 0,15 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{0,9} = 49\,010,17 \text{ W} \approx 49,01 \text{ kW}$$

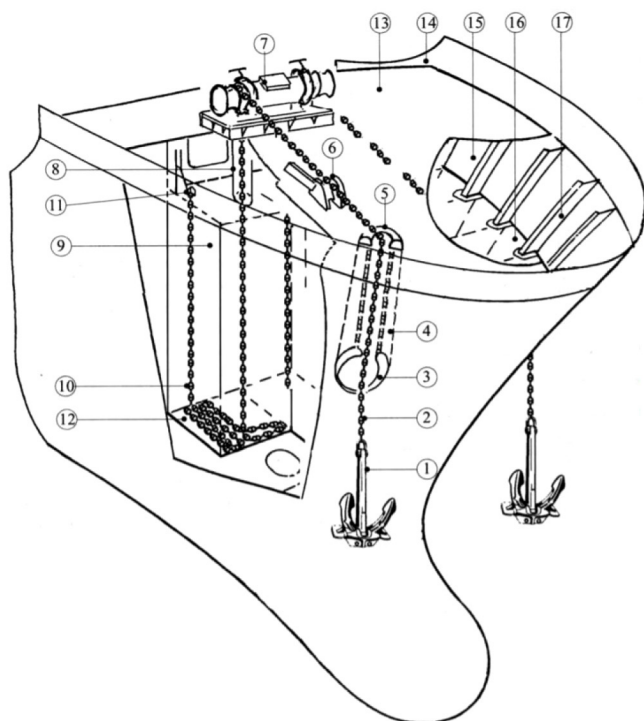
Z przeprowadzonych obliczeń wynika, że moc silnika elektrycznego wciągarki kotwicznej powinna wynosić co najmniej 49,01 kW.

1.2. Urządzenia kotwiczne

1.2.1. Elementy urządzenia kotwicznego

W skład urządzenia kotwicznego (rys. 1.4) wchodzi następujące elementy:

- ▶ kotwice;
- ▶ łańcuchy kotwiczne;
- ▶ stopery łańcucha kotwicznego;
- ▶ wciągarki kotwiczne;
- ▶ kluzy kotwiczne;
- ▶ kluzy łańcuchowe;
- ▶ komory łańcuchowe;
- ▶ zwalniaiki łańcucha kotwicznego.

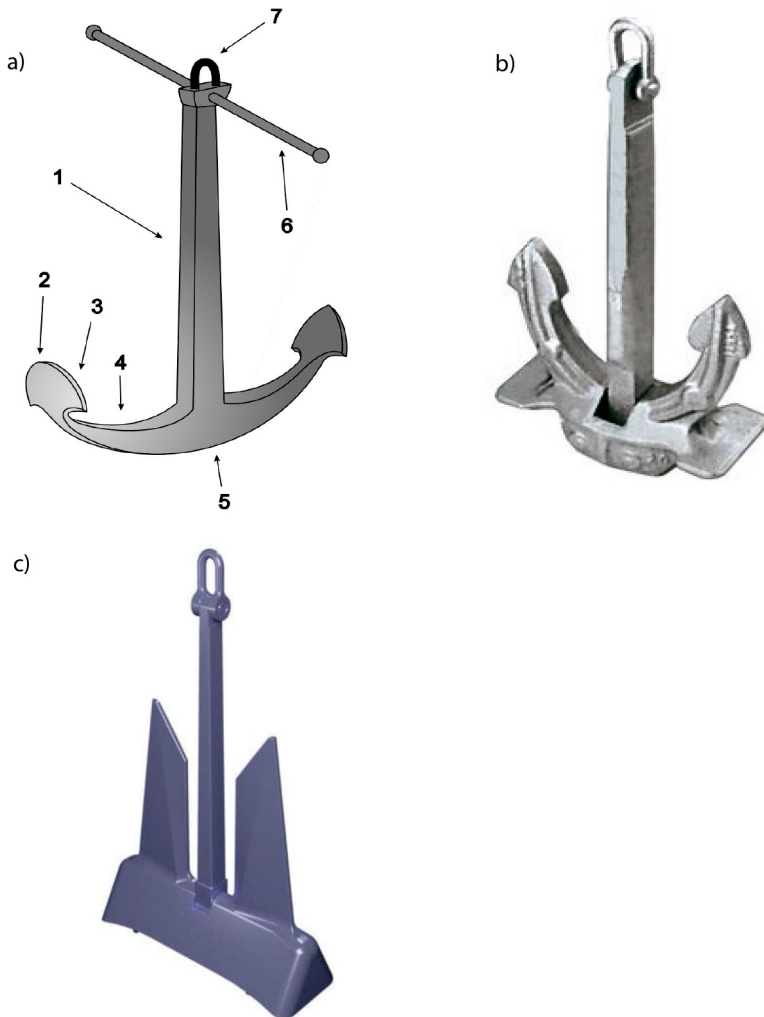


1. Kotwica prawa
2. Łańcuch kotwiczny
3. Kołnierz burtowy
4. Kluza kotwiczna
5. Kołnierz pokładowy
6. Stoper zapadkowy łańcucha
7. Wciągarka kotwiczna
8. Kluza łańcuchowa
9. Komora łańcuchowa
10. Końcówka łańcucha
11. Zwalniak łańcucha
12. Podłoga komory łańcuchowej
13. Pokład dziobówki
14. Nadburcie dziobówki
15. Magazyn dziobowy
16. Pokład główny
17. Wręg skrajnika dziobowego

Rys. 1.4. Urządzenie kotwiczne

Źródło: [30]

Kotwice. Na przestrzeni dziejów na statkach stosowano różne rodzaje kotwic. Z różnych powodów (doświadczenie, postęp techniczny, zmiany wymagań) większość z nich została wycofana z użycia. Obecnie stosuje się głównie kotwice Halla, rzadziej kotwice admiralicji oraz (głównie na mniejszych statkach) kotwice o zwiększonej sile trzymania: Matrosowa, Danfortha, Stokesa i inne (rys. 1.5).



Rys. 1.5. Kotwice: a) admiralicji; b) Halla; c) o zwiększonej sile trzymania – AC14
(1 – trzon, 2 – pazur, 3 – łapa, 4 – ramię, 5 – pięta, 6 – poprzeczka (sztok), 7 – szakła)

Źródło: opracowanie własne na podstawie zasobów internetowych

Kotwica admiralicji to najstarszy typ kotwicy spośród współcześnie używanych. Wywodzi się od kotwic starożytnych. Charakteryzuje się dobrą przyczepnością do gruntu, jej wadą natomiast jest brak możliwości umieszczenia w kluzie, co bardzo komplikuje manewry podczas jej rzucania i podnoszenia. Niedogodność ta wynika z budowy kotwicy, która posiada nieruchome ramiona i składaną poprzeczkę, przed każdym użyciem unieruchamianą w położeniu prostopadłym do płaszczyzny ramion.

Kotwice admiralicji stosuje się obecnie na żaglowcach, mniejszych statkach rybackich oraz niekiedy w żegludze śródlądowej i urządzeniach kotwicznych do kotwiczenia głębinowego. Współcześnie używane kotwice admiralicji mają masę 50–6000 kg. Trzon i ramiona kotwic wykonuje się jako odlew ze staliwa, bywają również kute ze stali. Natomiast poprzeczka i szakła są odkuwane.

Kotwica Halla to najczęściej wykorzystywany typ kotwicy z grupy tzw. kotwic patentowych (bezpoprzeczkowych), których cechą charakterystyczną są ruchome ramiona. Jej podstawowe zalety to łatwość umieszczenia na statku (kotwica znajduje się w kluzie) i gotowość do natychmiastowego użycia, za wadę można zaś uznać stosunkowo niski współczynnik siły trzymania, mniej więcej dwukrotnie mniejszy niż w przypadku kotwicy admiralicji. Kotwice Halla mają masę 50–20 000 kg. Wykonuje się je jako odlew ze staliwa. Natomiast trzony kotwic bywają również kute.

Kotwica o zwiększonej sile trzymania – stosunkowo niewielki współczynnik siły trzymania kotwic patentowych (w tym najczęściej stosowanej kotwicy Halla) wymusił potrzebę zaprojektowania nowych typów kotwic z ruchomymi ramionami, charakteryzujących się zwiększoną siłą trzymania. Zmiany w budowie polegają na takim doborze kształtu i powierzchni ramion kotwicy, aby opór, jaki stawiają one przy wleczeniu, był jak największy. W praktyce oznacza to zwiększoną długość i powierzchnię ramion w porównaniu ze standardową kotwicą Halla.

Instytucje klasyfikacyjne uznają za kotwice o zwiększonej sile trzymania te, których siła trzymania jest co najmniej dwukrotnie większa niż siła trzymania kotwicy Halla o tej samej masie. Zastosowanie kotwic o zwiększonej sile trzymania pozwala na zmniejszenie masy kotwicy w stosunku do standardowej kotwicy Halla, podanej w tabeli wyposażenia statku i wynikającej ze wskaźnika wyposażenia.

Kotwice o zwiększonej sile trzymania wykorzystuje się zwykle na mniejszych statkach. Wynika to głównie z ograniczonej przestrzeni przeznaczonej dla urządzenia kotwicznego oraz konieczności zmniejszenia w możliwie największym stopniu jego masy, która dla tego typu kotwic wynosi 20–1500 kg. Na większych statkach ograniczenia tego rodzaju raczej nie występują.

Kluza kotwiczna – jeżeli urządzenie kotwiczne nie jest w użyciu, to kotwice znajdują się w kluzach kotwicznych (patrz rys. 1.4, pkt 4 i rys. 1.6). Są to grubościennne rury zakończone z jednej strony kołnierzem burtowym, a z drugiej pokładowym, których

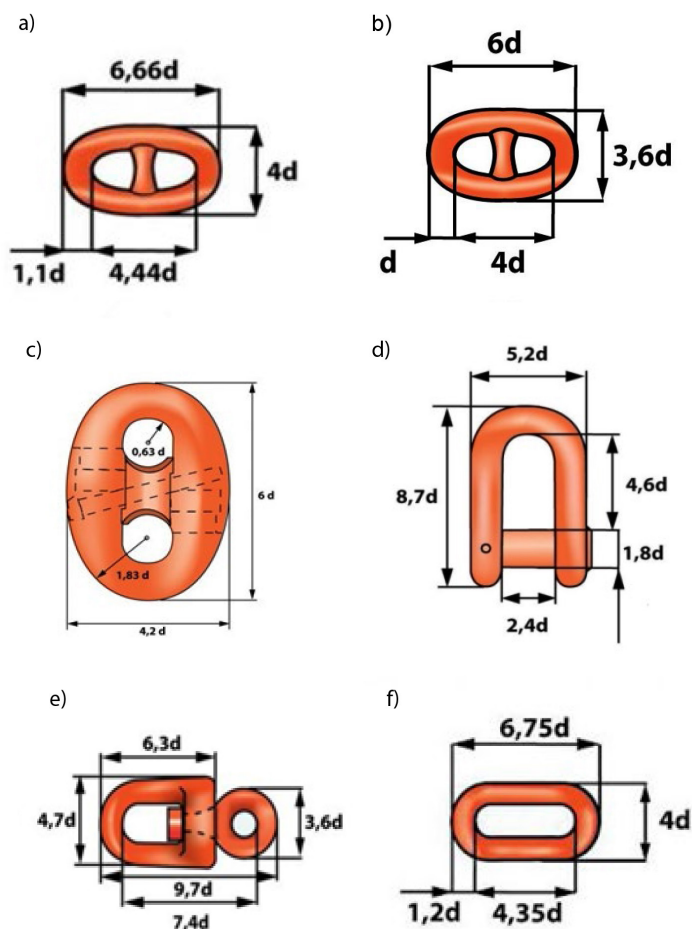
nachylenie powinno umożliwiać samoczynne opadanie kotwicy do wody pod wpływem własnego ciężaru. Wzajemne nachylenie osi kluzy i poszycia burtowego musi być takie, aby ramiona wciągniętej do kluzy kotwicy przylegały do poszycia burt. Długość kluzy musi być większa od długości trzonu kotwicznego z szakłą, a wysokość położenia kołnierza burtowego nad wodą powinna być taka, aby kotwica nie znajdowała się w wodzie podczas ruchu statku. Wymiary elementów kluzy (średnica wewnętrzna, grubość ścianki, długość) określa się w przybliżeniu, w zależności od kalibru łańcucha kotwicznego. Kluzy kotwiczne zwykle wykonuje się ze zwijanych i spawanych arkuszy blach, natomiast kołnierze jako odkuwki ze stali lub odlewy staliwne.



Rys. 1.6. Widok kluzy kotwicznej od strony poszycia burtowego i fragmentu łańcucha kotwicznego

Źródło: opracowanie własne na podstawie zasobów internetowych

Łańcuch kotwiczny składa się z rozłączalnych odcinków zwanych przęsłami. Przęsło od strony kotwicy nazywa się kotwicznym, a od strony komory łańcuchowej – komorowym. Pomiędzy nimi znajdują się tzw. przęsła pośrednie, tworzące właściwą długość łańcucha kotwicznego. Długość przęseł pośrednich wynosi 25–27,5 m. Poszczególne przęsła łańcucha kotwicznego składają się z następujących elementów: szakli końcowych, ogniwi końcowych, ogniwi zwykłych bezrozpórkowych, ogniwi rozpórkowych dużych, ogniwi rozpórkowych zwykłych, krętlików, łączników Kentera i szakli pośrednich. Przykładowe elementy łańcucha kotwicznego przedstawiono na rysunku 1.7.



Rys. 1.7. Elementy łańcucha kotwicznego: a) ogniwo duże rozpórkowe; b) ogniwo zwykłe rozpórkowe; c) łącznik Kentera; d) szakła końcowa; e) krętlik zwykły; f) ogniwo końcowe

Źródło: opracowanie własne na podstawie zasobów internetowych

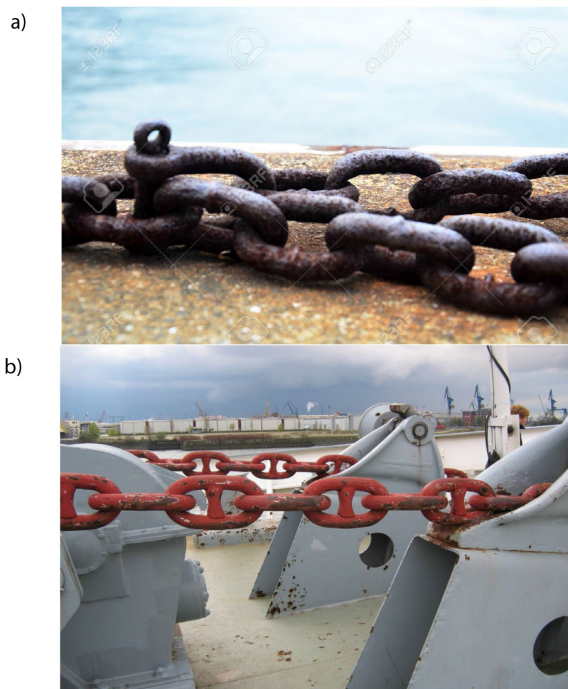
Wielkością nominalną jest tzw. kaliber łańcucha, odpowiadający średnicy d przekroju ogniwa zwykłego wyrażonej w milimetrach. Ogniwo zwykłe bezrozpórkowe różni się od przedstawionego na rysunku 1.7 ogniwa końcowego średnicą przekroju ogniwa, która wynosi d , a nie $1,2d$ jak w przypadku ogniwa końcowego. Innymi słowy, ogniwa końcowe są wzmocnionymi ogniwami bez rozpórki.

Poszczególne przęsła łączy się za pomocą rozkładanych ogniw, zwanych łącznikami Kentera (rys. 1.7c), lub szakli pośrednich. Szakle pośrednie są mniejsze od szakli końcowych (rys. 1.7d) i różnią się od nich parametrami (przykładowo szerokość szakli wynosi nie $5,2d$, a $4d$).

Ogniwa rozpórkowe duże (rys. 1.7a) o wymiarach pośrednich między ogniwem rozpórkowym zwykłym (rys. 1.7b) a ogniwem końcowym (rys. 1.7f) ułatwiają przejście łańcucha przez koło łańcuchowe, stoper i kluzę. Szakle końcowe (rys. 1.7d) łączą się z szakłą kotwiczną w przęśle kotwicznym oraz łączą koniec przęsła komorowego ze zwalniaikiem w komorze łańcuchowej. Natomiast krętliki (rys. 1.7e) umożliwiają obrót jednej części łańcucha dookoła jej osi, bez skręcania pozostałych części.

Łańcuchy o kalibrze mniejszym niż 15 mm mogą być wykonane z ogniw bezrozpórkowych. Przepisy towarzystw klasyfikacyjnych przewidują również możliwość stosowania ogniw bezrozpórkowych dla większych kalibrów łańcucha, o ile zostanie to odrębnie uzgodnione. Jednak na morskich statkach handlowych stosuje się wyłącznie łańcuchy wykonane z ogniw rozpórkowych, które cechują się większą wytrzymałością niż ogniwa bezrozpórkowe o tym samym kalibrze, a ponadto rozpórki zapobiegają splątaniu się łańcucha.

W celu umożliwienia kontroli liczby przęseł łańcucha, a tym samym długości łańcucha kotwicznego wypuszczonego za burtę statku, stosuje się ich odpowiednie oznakowanie. Przykładowe fragmenty łańcuchów kotwicznych przedstawiono na rysunku 1.8.



Rys. 1.8. Fragment łańcucha kotwicznego: a) wykonanego z ogniw bezrozpórkowych; b) wykonanego z ogniw rozpórkowych

Źródło: opracowanie własne na podstawie zasobów internetowych

Komory łańcuchowe – łańcuchy kotwiczne przechowywane są na statkach w komorach łańcuchowych (patrz rys. 1.4, pkt 9). Każdy łańcuch kotwiczny musi mieć oddzielną komorę o pojemności wystarczającej do jego swobodnego ułożenia. Objętość, jaka jest zajmowana przez łańcuch kotwiczny w zależności od jego kalibru, można obliczyć z zależności [19]:

$$V = 0,0009 \cdot d^2 \quad (1.7)$$

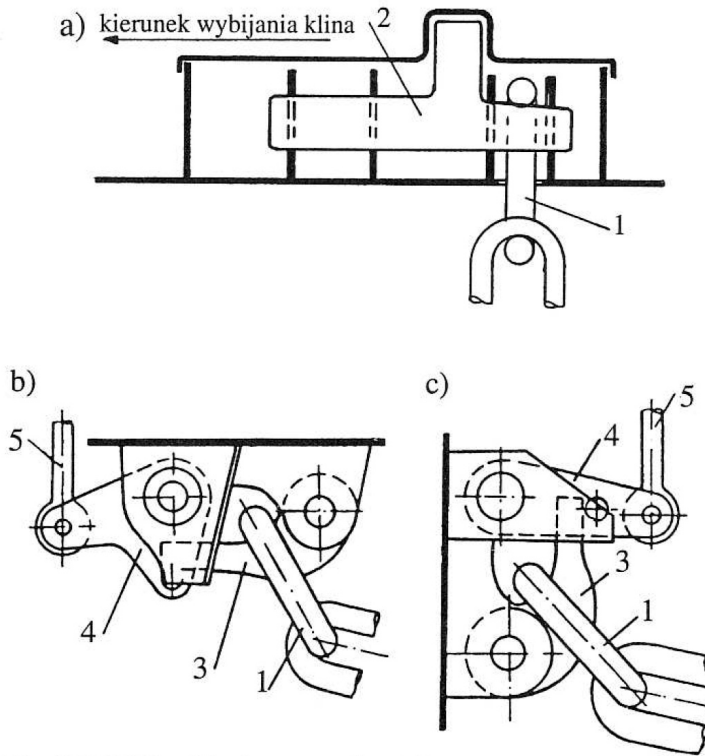
gdzie: V – objętość łańcucha [$\text{m}^3/100$ m długości łańcucha],
 d – kaliber łańcucha [mm].

Pojemność komory łańcuchowej musi przewyższać obliczoną z zależności (1.7) objętość zajmowaną przez łańcuch o tyle, aby w komorze nad łańcuchem pozostawała przestrzeń umożliwiająca swobodny zwis i układanie się łańcucha oraz odrywanie się łańcucha pod własnym ciężarem od koła łańcuchowego wciągarki kotwicznej. Zatem, ze względu na układanie się łańcucha kotwicznego, korzystne są komory łańcuchowe o kształcie wydłużonym w pionie.

Ściany i dno komory wykonuje się z arkuszy blachy i dodatkowo usztywnia od zewnątrz kształtownikami. Grubość blachy dna komory na dużych statkach wynosi około 30 mm i jest zwykle dwukrotnie większa od grubości ścian. Ze względu na kontakt z wodą morską wewnątrz komory łańcuchowej musi być dobrze zabezpieczone przed korozją. Wodę z komór łańcuchowych usuwa się za pomocą pompy strumieniowej lub ręcznej pompy zęzowej (na mniejszych statkach).

Kluzy łańcuchowe – łańcuch kotwiczny jest wprowadzany do komory przez kluzę łańcuchową (patrz rys. 1.4, pkt 8) o średnicy wewnętrznej umożliwiającej swobodne przesuwanie się łańcucha przy każdym położeniu ogniwa. Istotne jest również usytuowanie kluzy względem koła łańcuchowego wciągarki – łańcuch powinien obejmować możliwie największy sektor koła. Kluzy łańcuchowe spawa się zwykle z blachy stalowej.

Zwalniak łańcucha kotwicznego (patrz rys. 1.4, pkt 11) umożliwia natychmiastowe odczepienie łańcucha w wypadku, gdy wyczerpano możliwości podniesienia kotwicy, a statek trzeba szybko uwolnić. Łączy on ostatnie przęsło łańcucha kotwicznego z komorą łańcuchową w sposób umożliwiający jego zwolnienie z łatwo dostępnego miejsca znajdującego się na zewnątrz komory łańcuchowej. Konstrukcje najczęściej stosowanych zwalniaków typu dźwigniowego („hak odrzutny”) i klinowego przedstawiono na rysunku 1.9.



Rys. 1.9. Zwalniaki łańcuchów kotwicznych: a) klinowy, mocowany do stropu komory łańcuchowej; b) dźwigniowy, mocowany do stropu komory łańcuchowej; c) dźwigniowy, mocowany do ściany komory łańcuchowej (1 – ogniwo końcowe łańcucha, 2 – klin mocujący, 3 – dźwignia trzymająca, 4 – dźwignia blokująca, 5 – ciągnio)

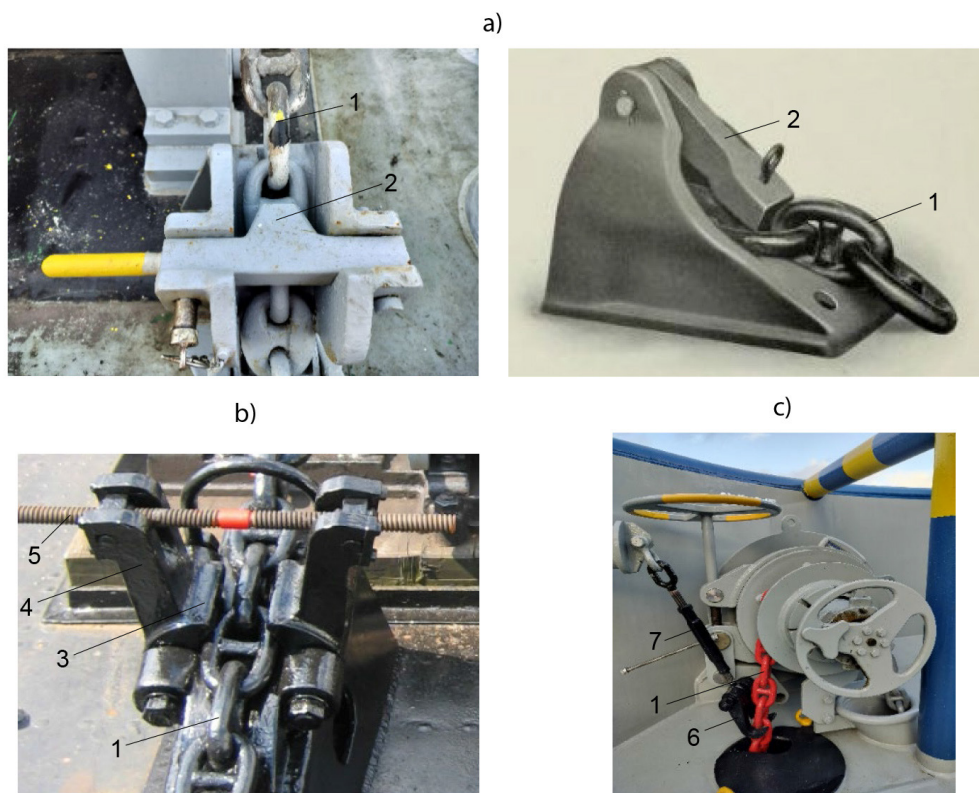
Źródło: [26]

Stoper łańcucha kotwicznego jest umieszczony pomiędzy kluzą kotwiczną a wciągarką, dokładnie w linii przebiegu łańcucha kotwicznego (patrz rys. 1.4, pkt 6). Jego zadania obejmują unieruchomienie łańcucha w czasie postoju statku na kotwicy oraz mocowanie kotwicy w położeniu podróznym.

Na większych statkach najczęściej stosowane są stopery szczękowe (śrubowe) i zapadkowe, na mniejszych zaś lub na większych jako dodatkowe zabezpieczenie łańcucha kotwicznego mogą być również używane stopery łańcuchowe (rys. 1.10).

Stopery szczękowe składają się z podstawy i dwóch szczęk zwieranych za pomocą wrzeciona śrubowego obracanego korbą. Stopery te działają na zasadzie tarcia – zwierane szczęki dociskają do podstawy poziome lub pionowe ogniwa łańcucha. W przypadku stopera zapadkowego elementem zatrzymującym pionowe ogniwa łańcucha jest zapadka. Ponieważ jest ona ustawiona skośnie, zatrzymuje łańcuch tylko w jed-

nym kierunku, na wydawanie, pozwalając na przesuwanie się ogni w kierunku przeciwnym. Elementem składowym stoperów łańcuchowych jest ściągacz, za pomocą którego można precyzyjnie podciągnąć kotwicę.

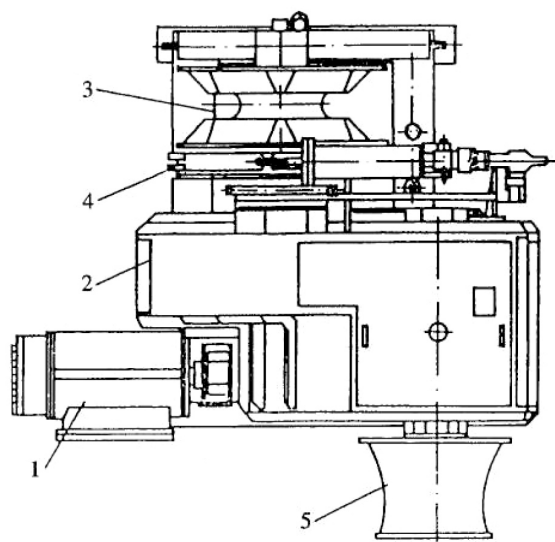


Rys. 1.10. Stoperzy łańcuchów kotwicznych: a) zapadkowy; b) szczękowy; c) łańcuchowy typu „diabelska łapka” (1 – łańcuch kotwiczny, 2 – zapadka, 3 – szczęką, 4 – dźwignia, 5 – śruba, 6 – „diabelska łapka”, 7 – ściągacz)

Źródło: opracowanie własne

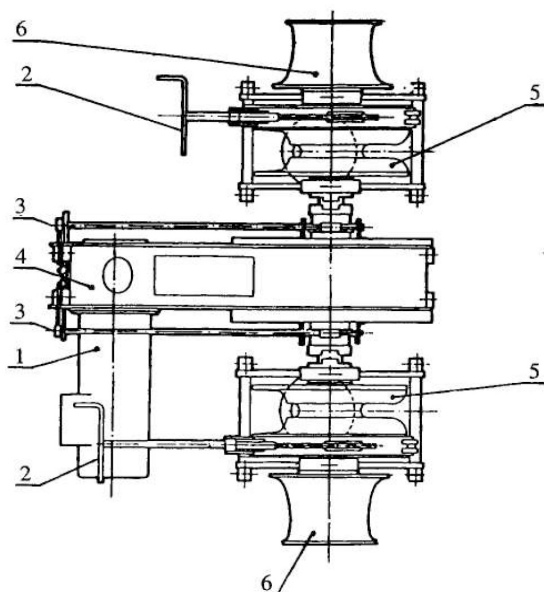
Wciągarka kotwiczna zasadniczo służy do wydawania i wybierania kotwicy. Sterowanie wciągarką kotwiczną (jej napędem i hamulcem) może być realizowane ręcznie bezpośrednio ze stanowiska przy wciągarence lub zdalnie z mostka nawigacyjnego.

Wciągarki kotwiczne mogą mieć poziome lub pionowe wały. Te pierwsze potocznie nazywa się windami kotwicznymi, drugie zaś kabestanami. Kabestany są jednołańcuchowe, windy natomiast mogą posiadać jedno lub dwa koła łańcuchowe. Rozwiązania te przedstawiono na rysunkach 1.11–1.13.



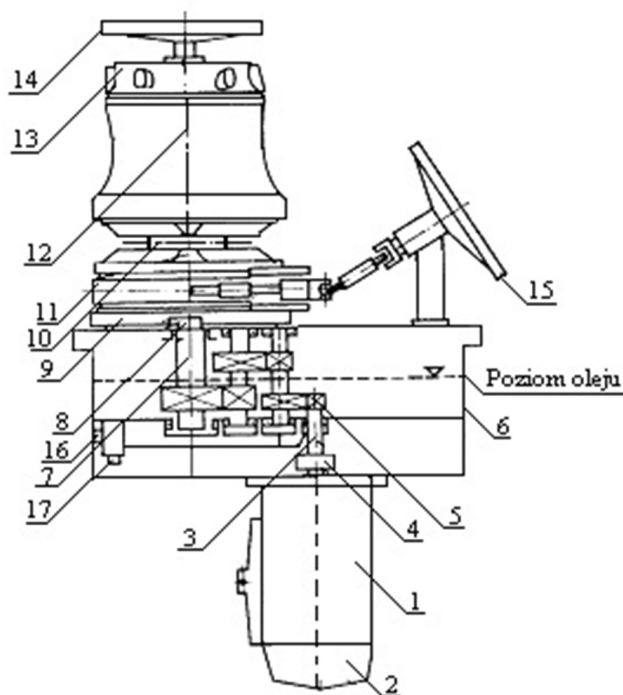
Rys. 1.11. Wciągarka kotwiczna z poziomym wałem i jednym kołem łańcuchowym (1 – silnik napędowy, 2 – korpus przekładni, 3 – koło łańcuchowe, 4 – hamulec, 5 – głowica cumownicza)

Źródło: [26]



Rys. 1.12. Wciągarka kotwiczna z poziomym wałem i dwoma kołami łańcuchowymi (1 – silnik napędowy, 2 – pokrętko hamulca, 3 – pokrętko sprzęgła, 4 – korpus przekładni, 5 – koło łańcuchowe, 6 – głowica cumownicza)

Źródło: [26]



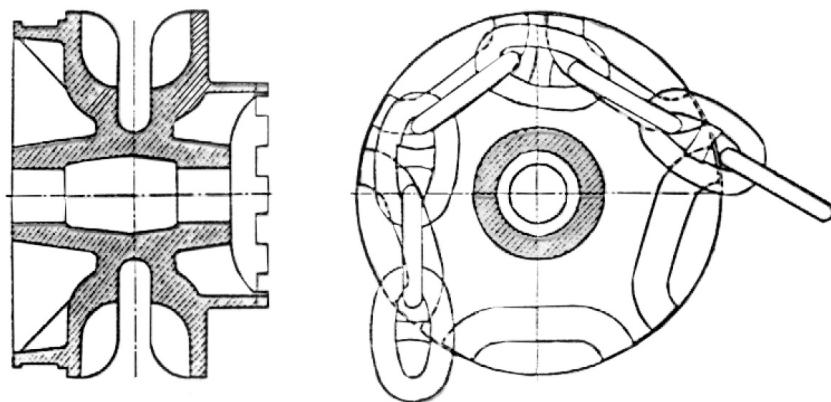
Rys. 1.13. Kabestan kotwiczny z głowicą cumowniczą (1 – silnik napędowy, 2 – hamulec elektromagnetyczny, 3 – sprzęgło elastyczne, 4 – wał napędowy, 5 – przekładnia walcowa, 6 – skrzynia przekładniowa, 7 – wał główny, 8 – zapadka, 9 – koło zapadkowe, 10 – koło łańcuchowe, 11 – taśma hamulca, 12 – głowica cumownicza, 13 – pokrywa, 14 – koło ręczne sprzęgła koła łańcuchowego, 15 – pokrętło ręczne hamulca łańcuchowego, 16 – odpowietrzenie, 17 – spust oleju)

Źródło: [19]

Na dużych jednostkach kotwice lewej i prawej burty obsługiwane są niezależnymi wciągarkami z pojedynczymi kołami łańcuchowymi lub jedną wciągarką kotwiczną z dwoma kołami łańcuchowymi i możliwością ich rozdzielnej pracy dzięki zastosowaniu sprzęgieł (patrz rys. 1.12). Wówczas obie kotwice są niezależne od siebie.

Różnice konstrukcyjne wynikają także z rodzaju zastosowanego cięgna (łańcucha lub liny). Wciągarki łańcuchowe przewijają łańcuch bez poślizgu poprzez specjalnie ukształtowane koło łańcuchowe. W każdym z etapów pracy wciągarki, przy wydawaniu lub wybieraniu kotwicy, z kołem łańcuchowym styka się tylko kilka ogniw (rys. 1.14), co stanowi odmiennosć od wciągarek linowych, które są stosowane na mniejszych jednostkach, gdzie cała długość liny (przy wyciągniętej kotwicy) nawinięta jest na bęben.

Zwykle wciągarki kotwiczne pełnią jednocześnie funkcje wciągarek cumowniczych, stąd też widoczne na rysunkach 1.11–1.13 głowice cumownicze.



Rys. 1.14. Kształt koła łańcuchowego wciągarki kotwicznej

Źródło: [26]

W tabeli 1.2 przedstawiono parametry techniczne wciągarek kotwicznych według normy ISO 3730.

Tab. 1.2. Parametry techniczne wciągarek kotwicznych według normy ISO 3730

1	Uciąg na kole	kN	50	80	100	125	160	200	250	315	400
2	Prędkość wybierania łańcucha	m/min	9	9	9	9	9	9	9	9	9
3	Kaliber łańcucha	mm	52	60	68	68	78	102	112	118	125
4	Moc silnika elektrycznego	kW	25	35	45	45	65	95	120	135	145
5	Silnik hydrauliczny	Przepływ	l/min	100	120	130	130	180	210	250	300
		Ciśnienie	bar	300	300	300	300	300	300	300	300

Źródło: opracowanie własne na podstawie normy ISO 3730

1.2.2. Obsługa, konserwacje i przeglądy wciągarek kotwicznych

Obsługa. Czynności obsługowe mogą być wykonywane lokalnie przez załogę znajdującą się bezpośrednio przy wciągarence kotwicznej lub zdalnie z mostka nawigacyjnego

Czynności obsługowe przy grawitacyjnym opuszczaniu kotwicy:

- ▶ zaciśnąć hamulce kół łańcuchowych;
- ▶ zwolnić stoper opuszczanej kotwicy;
- ▶ stopniowo zwalniać hamulec opuszczanej kotwicy (hamowanie co pół przęśła);
- ▶ po wypuszczeniu odpowiedniej długości łańcucha zaciśnąć hamulec i zabezpieczyć stoper.

Czynności obsługowe przy opuszczaniu kotwicy za pomocą silnika:

- ▶ załączyć wyłącznik bezpieczeństwa znajdujący się na sterowniku windy;
- ▶ zaciśnąć hamulce kół łańcuchowych;
- ▶ włączyć sprzęgło koła łańcuchowego opuszczanej kotwicy;
- ▶ zwolnić hamulec koła łańcuchowego opuszczanej kotwicy;
- ▶ wychylić dźwignię sterownika w kierunku opuszczania, dopasowując stopień wychylenia dźwigni do pożądanej prędkości opuszczania kotwicy;
- ▶ po opuszczeniu kotwicy wrócić dźwignię sterownika do pozycji zerowej;
- ▶ zaciśnąć hamulec koła łańcuchowego.

Czynności obsługowe przy podnoszeniu kotwicy:

- ▶ załączyć wyłącznik bezpieczeństwa znajdujący się na sterowniku windy;
- ▶ zaciśnąć hamulce kół łańcuchowych;
- ▶ zwolnić stoper łańcucha podnoszonej kotwicy;
- ▶ włączyć sprzęgło podnoszonej kotwicy;
- ▶ zwolnić hamulec koła łańcuchowego podnoszonej kotwicy;
- ▶ wychylić dźwignię sterownika w kierunku podnoszenia, dopasowując prędkość podnoszenia do bieżącej sytuacji;
- ▶ po wciągnięciu kotwicy do kluzy zaciśnąć hamulec koła łańcuchowego podniesionej kotwicy, wyłączyć sprzęgło, zabezpieczyć stoper i wyłączyć napęd windy kotwicznej.

Wciągarki kotwiczne mają na każdym kole łańcuchowym zamontowany hamulec, najczęściej typu taśmowego (patrz rys. 1.13, pkt 2), który służy do przerywania procesu wydawania łańcucha do wody oraz redukcji zbyt dużej prędkości tego wydawania. Istotne jest, aby wszystkie operacje sprzęgłem windy kotwicznej wykonywać tylko przy zaciśniętych hamulcach kół łańcuchowych.

Konserwacje i przeglądy wciągarek kotwicznych. Podczas pracy wciągarki kotwicznej należy zwrócić uwagę na właściwe smarowanie współpracujących elementów wciągarki, tj. kół zębatych przekładni i łożysk. W okresach przewidzianych przez armatora (określonych w instrukcji obsługi urządzenia) należy sprawdzać poziom oleju w skrzyni przekładniowej oraz po zdjęciu kapturów smarownic napełniać punkty smarne świeżym smarem stałym, zalecanym przez producenta urządzenia, aż do momentu wyciśnięcia starego smaru pomiędzy przesmarowywanych elementów. Nadmiar smaru należy usunąć, aby nie spowodować zanieczyszczenia środowiska.

Wszystkie obrobione, lecz niemalowane elementy wciągarki (np. trzony siłowników tłokowych) powinny być pokryte cienką warstwą smaru w celu zabezpieczenia ich przed korozją. Należy jednak zwrócić uwagę na to, by nie posmarować powierzchni ciernych hamulców.

Miejsca, w których nastąpiło odprysnięcie farby ochronnej, należy zabezpieczyć przed korozją poprzez oczyszczenie, zagruntowanie i pokrycie nową warstwą farby.

Ogłędziny sprzęgieł i hamulców wciągarek należy przeprowadzać na bieżąco podczas eksploatacji urządzenia, o ile umożliwia to ich umiejscowienie. Przeglądu kół zębatach i łożysk przekładni można dokonać po otwarciu przekładni i spuszczeniu znajdującego się tam oleju w okresach uzależnionych od warunków eksploatacji. Zwykle odbywa się to przy okazji remontów klasowych.

Również przy okazji dokowania statku celowe jest opuszczenie łańcuchów kotwicznych z kotwicami na dok, dokonanie ich przeglądu w celu sprawdzenia, czy nie ma widocznych odkształceń lub uszkodzeń, oczyszczenie z rdzy i powtórne pomalowanie. Wskazana byłaby również zamiana końcowych i początkowych przęseł kotwicznych, po to by zapewnić równomierne zużycie ogniwi przechodzących przez koło łańcuchowe wciągarki, stoper i kluzę. Jeśli przęśła łączone są szakłami, należy pamiętać o powtórnym ich zamocowaniu we właściwym położeniu, tj. kabłąkiem w kierunku kotwicy. Jest to też dobry moment na oczyszczenie i powtórne pomalowanie komory łańcuchowej oraz sprawdzenie działania zwalniaka łańcucha kotwicznego.

1.3. Urządzenia cumownicze

W skład wyposażenia cumowniczego statków wchodzi:

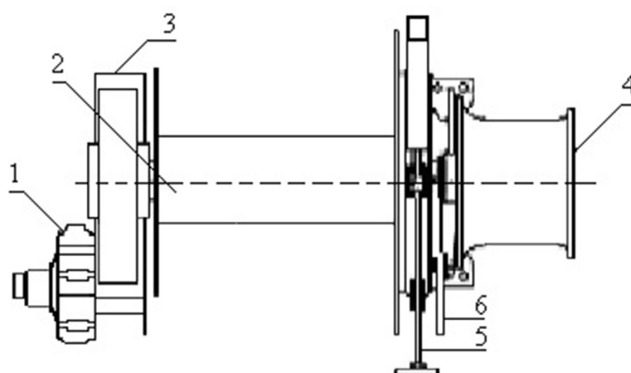
- ▶ wciągarki cumownicze;
- ▶ przewłoki i kluzy;
- ▶ pachoty (polery);
- ▶ rolki kierujące;
- ▶ liny cumownicze;
- ▶ bębny na liny;
- ▶ rzutki.

Wciągarki cumownicze stosuje się na dużych statkach do obsługi lin cumowniczych. Po podaniu na ląd lin cumowniczych i wybraniu ich przez wciągarkę powstaje siła działająca wzdłuż osi liny, skierowana ku nabrzeżu, a zatem dociskająca do niego statek i utrzymująca go w ustalonym położeniu.

Wciągarki cumownicze znajdują się na dziobie i rufie statku. Na dziobie przy operacjach cumowniczych zwykle stosuje się wciągarki stanowiące połączenie wciągarki kotwicznej z cumowniczą. Na rufie statku znajdują się wciągarki cumownicze poziome (pojedyncze lub podwójne) z długim wałem zakończonym głowicami cumowniczymi lub kabestany (wciągarki o osi pionowej), które mogą zawierać głowicę cumowniczą oraz dodatkowo koło łańcuchowe ze sprzęgłem i hamulcem do obsługi kotwicy prądowej (patrz rys. 1.14). Dzięki swojej budowie kabestan pozwala uzyskać redukcję siły

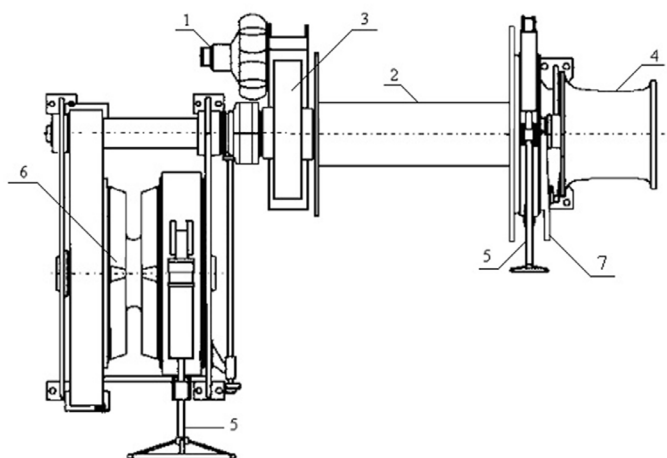
od kilku do kilkunastu razy w zależności od konstrukcji i rozmiarów. Tarcie występujące pomiędzy kolejnymi opłotami liny oraz bębnem uniemożliwia samoczynne luzowanie się liny. Czasami, na mniejszych jednostkach (np. jachtach), kabestan może być wyposażony w handszpak, tj. korbę służącą do obracania bębna.

Wciągarki posiadają napęd za pomocą silnika elektrycznego lub hydraulicznego. Różne rozwiązania konstrukcyjne wciągarek cumowniczych przedstawiono na rysunkach 1.15–1.18.



Rys. 1.15. Pojedyncza wciągarka cumownicza (1 – silnik napędowy, 2 – bęben linowy, 3 – skrzynia przekładniowa, 4 – głowica cumownicza, 5 – hamulec ręczny, 6 – dźwignia sprzęgła)

Źródło: [1]



Rys. 1.16. Pojedyncza wciągarka cumownicza z przystawką kotwiczną (1 – silnik napędowy, 2 – bęben linowy, 3 – skrzynia przekładniowa, 4 – głowica cumownicza, 5 – hamulec ręczny, 6 – koło łańcuchowe, 7 – dźwignia sprzęgła)

Źródło: [1]

Tab. 1.3 – cd.

4	Średnica liny stalowej	mm	18	22	24	26	32	36	40	44	48
5	Siła zrywająca linę stalową	kN	204	305	368	426	645	816	1008	1219	1451
6	Średnica liny syntetycznej	mm	52	56	60	64	72	76	80	84	88
7	Siła zrywająca linę syntetyczną	kN	324	372	425	485	608	675	705	768	805
8	Średnica bębna	mm	288	352	392	416	512	576	640	704	768
9	Pojemność bębna – lina syntetyczna	m	180	200	200	200	250	250	250	250	250
10	Moc silnika elektrycznego	kW	20	25	35	40	45	65	68	75	80
11	Silnik hydrauliczny	Przepływ	l/min	80	100	100	100	100	100	120	120
		Ciśnienie	bar	260	280	280	280	280	280	300	300

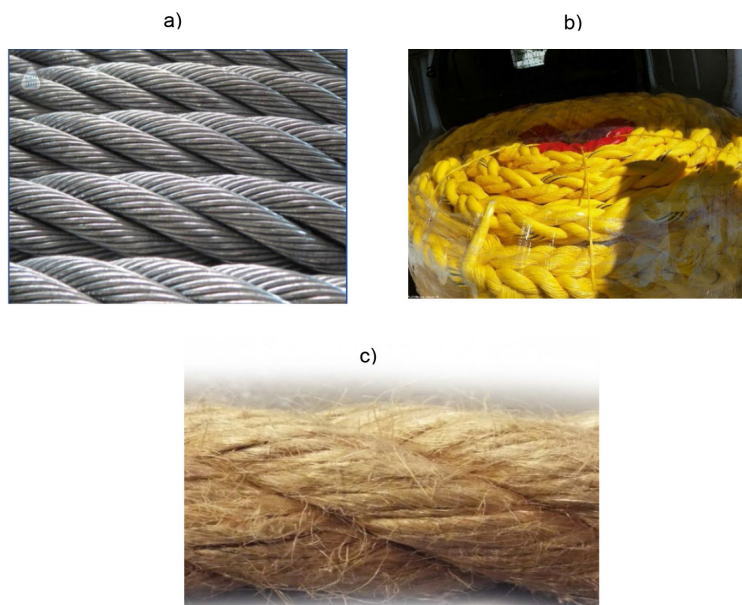
Źródło: opracowanie własne na podstawie normy ISO 3730

Liny i bębny linowe. Liny stosowane w urządzeniach cumowniczych mogą być stalowe lub włókienne, przy czym liny włókienne wykonuje się z włókien naturalnych (sizał, manila, konopie) lub syntetycznych (poliamid, poliester, polietylen, aramid). Liny stalowe są wykonane metodą skręcania z dużej liczby cienkich drutów, natomiast liny włókienne mogą być skręcane lub splatane. Cechą charakterystyczną liny jest jej wytrzymałość na rozrywanie, podawana zazwyczaj przez producenta. Rozmieszczenie, rodzaj i liczba użytych lin cumowniczych zależą od wielkości statku. Różne rodzaje lin cumowniczych przedstawiono na rysunku 1.19.

Liny stalowe przechowywane są na pokładzie nawinięte na bębny linowe, które umieszcza się w pobliżu wciągarek cumowniczych. Z kolei liny włókienne przechowywane są na pokładzie na drewnianych gretingach lub w magazynach.

Pachołki cumownicze (polery) należą do pokładowego osprzętu cumowniczego i służą do obkładania linami cumowniczymi i mocowania na nich lin cumowniczych, o ile liny te nie są nawinięte na bębny wciągarek. Na statkach znajdują się najczęściej w pobliżu kluz i przewłok, z którymi współpracują. Mogą być wykonane ze staliwa, żeliwa lub stali. Ich konstrukcja i wymiary są dostosowane do parametrów zakładanych na nie lin. Występują w różnych wersjach konstrukcyjnych (pojedyncze proste i krzyżowe, podwójne proste i krzyżowe, skośne itp.).

Kluzy cumownicze, przewłoki i rolki kierujące są to elementy pokładowego osprzętu cumowniczego, za pomocą których lina nawinięta na bęben wciągarki lub zamocowana na polerach może być skierowana za burtę statku. Przewłoki są od góry otwarte. Umożliwia to założenie na nich lub zdjęcie z nich lin zamocowanych na pachołku na nabrzeżu i pokładzie jednostki. Najczęściej stosowanymi przewłokami są przewłoki rolkowe, które mają zmniejszać tarcia zmieniającej kierunku liny. Montowane są w taki sposób, aby kąt, pod jakim liny ulegają załamaniu, był jak najmniejszy.



Rys. 1.19. Rodzaje lin cumowniczych: a) lina stalowa; b) lina z włókien sztucznych; c) lina z włókien naturalnych

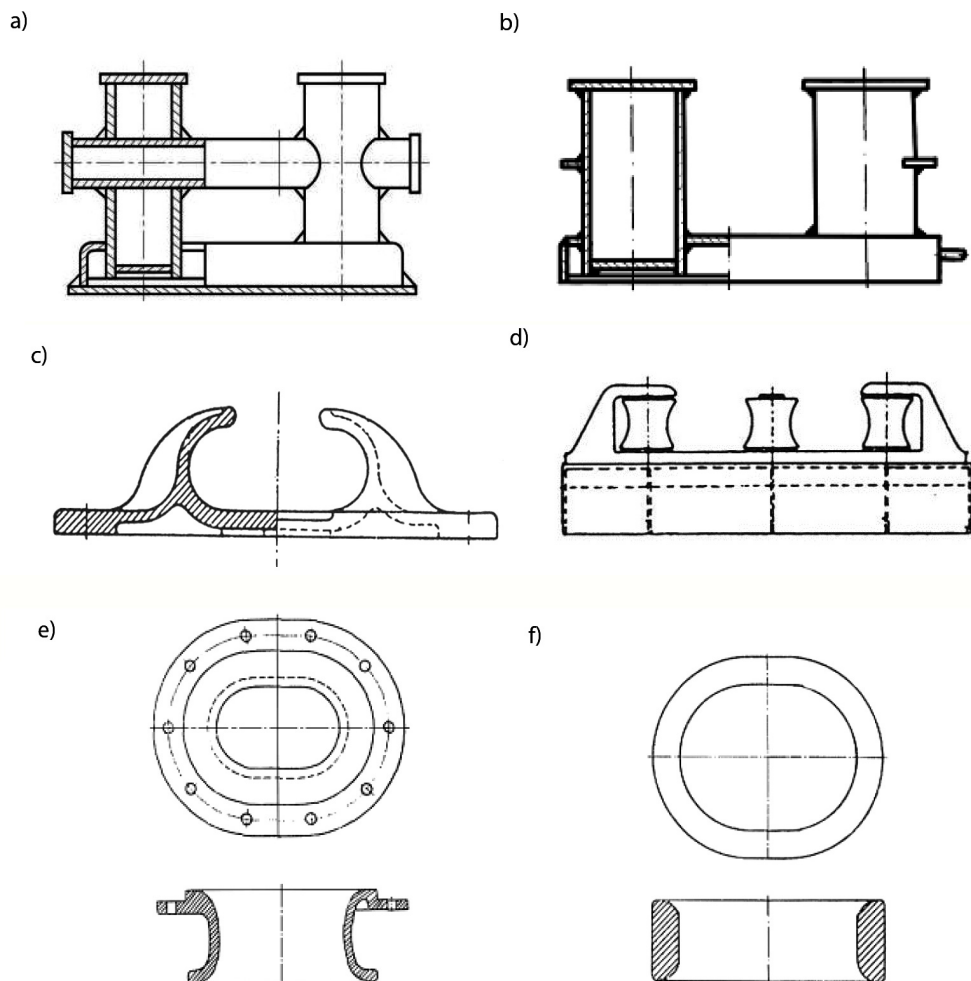
Źródło: opracowanie własne na podstawie zasobów internetowych

Z kolei kluzy (rys. 1.20) to odpowiednio wykonane otwory w nadburciu, obramowane zaoblonym odlewem z żeliwa, którego zadaniem jest ochrona przed przetarciem przechodzących przez kluzę lin. W tym przypadku jeden z końców liny musi być swobodny, tak by możliwe było przewleczenie jej przez kluzę. Elementy pokładowego osprzętu cumowniczego przedstawiono na rysunku 1.21.



Rys. 1.20. Lina cumownicza przechodząca przez kluzę burtową

Źródło: opracowanie własne na podstawie zasobów internetowych



Rys. 1.21. Elementy pokładowego osprzętu cumowniczego: a) pachotek podwójny krzyżowy; b) pachotek podwójny prosty; c) przewłoka dwuwargowa; d) przewłoka trzyriolkowa; e) kluzka owalna odlewana mocowana do nadburcia; f) kluzka stalowa owalna wspawywana do nadburcia

Źródło: opracowanie własne na podstawie zasobów internetowych

Rzutki to linki zakończone z jednej strony okiem, a z drugiej odpowiednim ciężarkiem. Stosowane są do podawania cum na nabrzeże lub pokład innego statku w przypadkach, kiedy podanie samej cumy nie jest możliwe. Wtedy wolny koniec rzutki przywiązuje się do cumy, która wcześniej została przełożona przez kluzę. Na wyposażeniu niektórych statków znajdują się rzutki raketowe, za pomocą których można podawać cumy na odległość ponad 200 m. Widok rzutki przedstawiono na rysunku 1.22.



Rys. 1.22. Rzutka

Źródło: opracowanie własne na podstawie zasobów internetowych

1.4. Zautomatyzowane systemy cumownicze

Tradycyjne metody cumowania statków wiążą się z koniecznością zaangażowania znacznej liczby obsługujących ten proces osób, ze strony zarówno cumowanego statku, jak i portu. Operacje te są czasochłonne i obciążone ryzykiem zerwania lin cumowniczych. Ryzyko to jest jeszcze większe w trakcie operacji przeładunkowych lub w portach o dużych pływach, w wyniku których zmienia się zanurzenie jednostki i konieczne jest okresowe luzowanie lub wybieranie lin cumowniczych. Z tego powodu od jakiegoś czasu stosuje się na statkach wciągarki cumownicze o stałej sile naciągu, automatycznie luzujące lub wybierające liny cumownicze w zależności od ich napięcia. Są one skuteczne na etapie, kiedy statek jest już zacumowany i trwają operacje przeładunkowe, nie rozwiązują jednak problemów związanych z samym procesem cumowania.

Dlatego też w ostatnich latach zaczęły się pojawiać zautomatyzowane systemy cumownicze jako alternatywa dla cumowania tradycyjnego. Główne zalety tych systemów to większe bezpieczeństwo i szybkość procesu cumowania statku oraz mniejsze zaangażowanie osób potrzebnych do jego obsługi [12].

Jednym z nich jest hydrauliczny system cumowniczy o nazwie Shore Tension, opracowany w 2016 roku przez firmę cumowniczą KRVE i stosowany w porcie Rotterdam. Cylindryczne urządzenie jest umieszczone na nabrzeżu, pomiędzy dwoma pachołkami. Jeden jego koniec przymocowany jest „na mocno” do pachołka nabrzeżowego, natomiast drugi, ruchomy, poprzez drugi pachołek, używany do prowadzenia liny, podany jest na statek (rys. 1.23).



Rys. 1.23. System automatycznego cumowania Shore Tension

Źródło: [38]

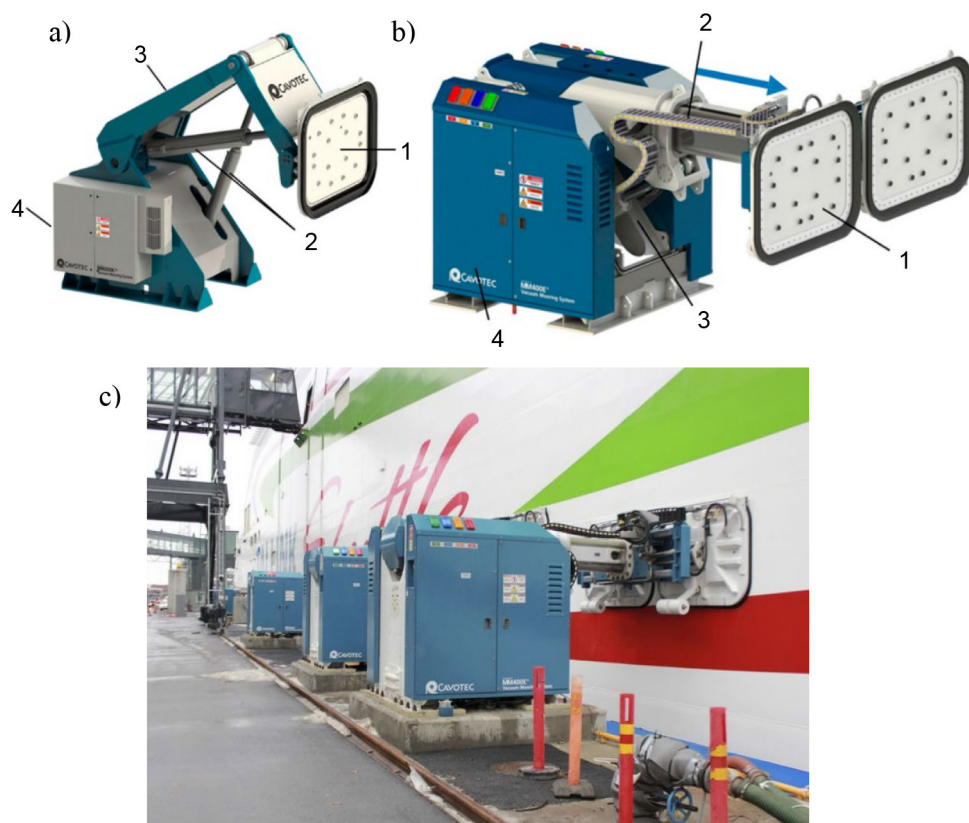
Urządzenie to za pomocą układu hydraulicznego utrzymuje stałe napięcie w linach cumowniczych przymocowanych do pachołków na nabrzeżu i może się poruszać wraz ze zmianami sił działających na linę cumowniczą, redukując ruch statku oraz pochłaniając energię wytwarzaną przez statek. Jak wykazano w symulacjach przeprowadzanych w trudnych warunkach pogodowych, znacznie zmniejsza to ruchy statku i naprężenia w linach cumowniczych.

Układ hydrauliczny wymaga początkowej aktywacji (wstępnego napięcia lin cumowniczych) z zewnętrznego agregatu hydraulicznego. Dalej urządzenie to działa już bez zewnętrznej energii, utrzymując stałe napięcie w cumach i magazynując w ten sposób energię, która później może być zużytkowana na wybranie lin przy spadku ich napięcia. W podobny sposób działają znajdujące się na niektórych statkach wciągarki cumownicze z automatyczną regulacją napięcia cumy. Są one jednak bardziej energochłonne. Zatem system automatycznego cumowania Shore Tension jest bardziej przyjazny środowisku.

Wraz z rosnącymi wymaganiami terminali morskich i wyzwaniem stawianymi przez zmiany klimatu system ten może usprawnić procesy cumowania dużych statków i utrzymując stałe siły naciągu w linach cumowniczych podczas postoju, znacznie zmniejszyć prawdopodobieństwo zerwania lin i związanych z tym wypadków. Może być zainstalowany na praktycznie każdym nabrzeżu lub falochronie. Siły w linach cumowniczych na bieżąco monitorują czujniki. Dane są rejestrowane, a system ostrzegawczy może być skonfigurowany tak, aby alarmował, gdy przekroczone zostaną limity sił w linach lub ich przemieszczenia. System alarmowy jest dostępny zarówno dla kapitana statku, jak też dla operatorów portu i nabrzeża. Natomiast jego wadę stanowi

to, że wymaga on znacznej ilości miejsca na nabrzeżu i w związku z tym nie może być stosowany w przypadku małych statków serwisowych.

Kolejna innowacyjna metoda cumowania polega na przysysaniu statków do „poduszek” próżniowych znajdujących się wzdłuż nabrzeża portowego. Obecnie głównymi producentami systemów próżniowego cumowania MoorMaster i AutoMoor są firmy Cavotec i Trelleborg (rys. 1.24 i 1.25).

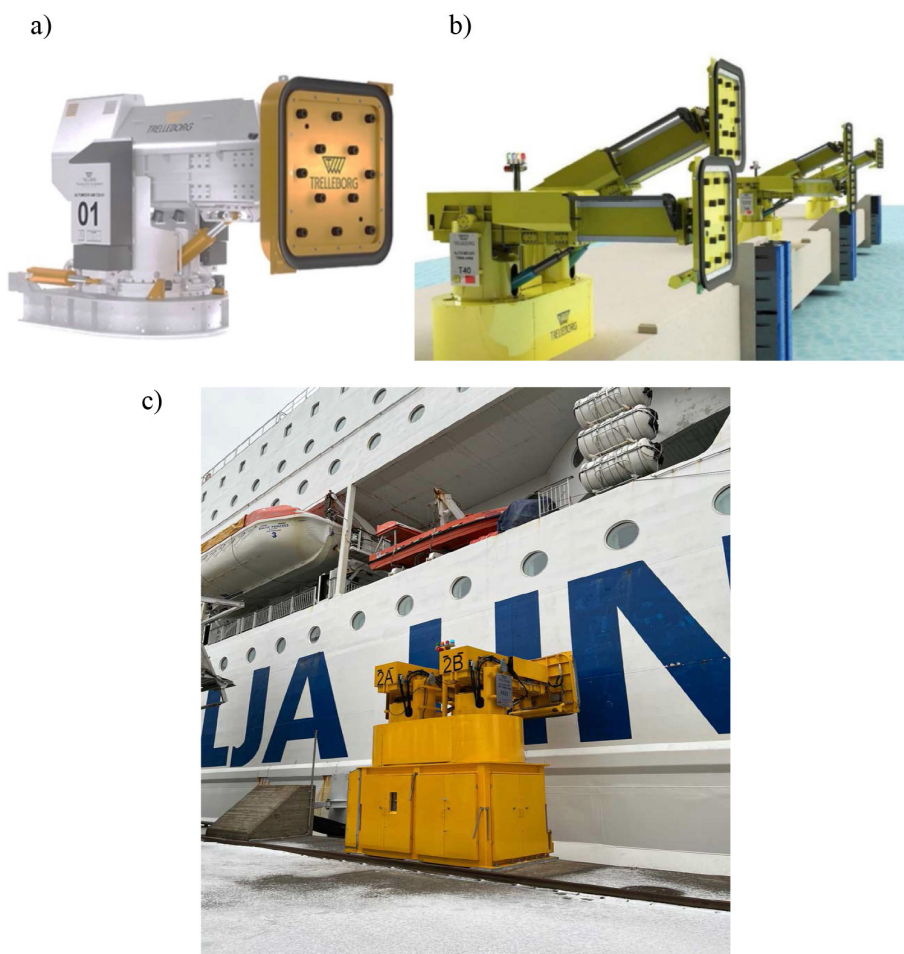


Rys. 1.24. System automatycznego cumowania MoorMaster Cavotec: a) moduł cumowniczy z pojedynczą przyssawką; b) moduł cumowniczy z podwójną przyssawką; c) widok fragmentu nabrzeża i znajdujących się na nim modułów próżniowych (1 – przyssawka próżniowa, 2 – siłowniki hydrauliczne, 3 – łączniki mechaniczne, 4 – skrzynka sterownicza)

Źródło: opracowanie własne na podstawie zasobów internetowych

Cumowanie w tym wypadku opiera się na trzech systemach: pneumatycznym, hydraulicznym i monitoringu. Głównym elementem systemu próżniowego jest pompa próżniowa, która wytwarza podciśnienie w systemie pneumatycznym. Sterowanie ruchem „poduszek” („przyssawek”) próżniowych jest realizowane za pomocą siłowni-

ków hydraulicznych. System uruchamiany jest zdalnie, za pomocą jednego przycisku (z mostka nawigacyjnego statku lub nabrzeża portowego) w momencie, gdy statek znajduje się jeszcze kilka metrów od nabrzeża. Siłowniki hydrauliczne doprowadzają do kontaktu „poduszek” próżniowych (których krawędź jest uszczelniona gumą) z burtą statku i jest on delikatnie zasysany do nabrzeża. W porównaniu z systemami magnetycznego cumowania, które są w fazie prób (prototypów), jest to łagodniejszy i bardziej płynny sposób cumowania. Proces cumowania trwa około 30 s, a odcumowania 15 s.



Rys. 1.25. System automatycznego cumowania AutoMoor Trelleborg: a) moduł cumowniczy z pojedynczą przyssawką; b) moduł cumowniczy z podwójną przyssawką; c) widok fragmentu nabrzeża ze znajdującym się na nim podwójnym modułem cumowniczym

Źródło: [52]

Ciśnienie, jakie podczas cumowania wywierają „poduszki” próżniowe na fragmenty burty statku, nie przekracza 0,1 MPa, co jest wielkością bezpieczną dla większości statków z punktu widzenia wytrzymałości kadłuba. System umożliwia swobodne unoszenie się statku podczas kołysania i falowania oraz reaguje na zmiany zanurzenia i pływów poprzez pionowe ruchy „poduszek” próżniowych („krok w górę” lub „krok w dół”). Od statków cumowanych w ten sposób wymaga się tylko płaskiej powierzchni burty w zakresie pracy „poduszek” próżniowych.

W przypadku przerwy w dostawie prądu podciśnienie jest utrzymywane do 2 godz., co daje dość dużo czasu na przywrócenie zasilania. Dodatkowo na wyposażeniu portu (nabrzeża, terminala) znajduje się również generator awaryjny jako zapasowe źródło energii elektrycznej.

System monitoringu posiada czujniki, które w sposób ciągły mierzą poziom podciśnienia i uruchamiają alarm, jeśli spadnie ono do 60%. Inne czujniki monitorują ruchy statku, które są wyświetlane na ekranach.

Podciśnieniowe systemy cumowania to bezpieczna alternatywa dla tradycyjnych metod cumowania. Nie wymagają one zaangażowania załogi ani na nabrzeżu portowym, ani na pokładzie statku. Sprawne cumowanie przynosi oszczędności w zużyciu paliwa, co przekłada się też na mniejsze zanieczyszczenie środowiska naturalnego.

Kolejnym rozwiązaniem są magnetyczne systemy cumowania. Mogą one działać na zasadzie elektromagnesów, wykorzystując energię elektryczną do wytworzenia pola elektromagnetycznego w płytach magnetycznych przyciągających kadłub statku do nabrzeża. Jednak magnesy tymczasowe (elektromagnesy) działają tylko wtedy, kiedy prąd płynie przez cewki. W sytuacjach braku zasilania system przestaje działać.

Innym rozwiązaniem jest zastosowanie w płytach magnetycznych magnesów stałych. Na rysunku 1.26 pokazano system cumowniczy holenderskiej firmy Mampaey. Składa się on z dwóch hydraulicznie sterowanych ramion, każde z płytą magnetyczną na końcu, o wymiarach około 1500 × 1500 mm, które utrzymują prom w stabilnej pozycji przy nabrzeżu. Płyty wyposażone są w magnesy stałe neodymowe, które w porównaniu z magnesami ferrytowymi charakteryzują się znacznie silniejszym polem magnetycznym i działaniem przyciągającym. Magnesy przyciągają przyspawane do kadłuba promy płyty o grubości 20 mm. Proces cumowania jest stale monitorowany. Niewielkie zmiany położenia statku względem nabrzeża (wynikające np. z falowania) mogą być amortyzowane przez siłowniki hydrauliczne.



Rys. 1.26. Magnetyczny system cumowania Mampaey

Źródło: [49]

1.5. Urządzenia holownicze

Oprócz urządzeń kotwicznych i cumowniczych na statkach morskich znajdują się również urządzenia służące do holowania. Są to pachoły, kluzy i przewłoki odpowiednio rozmieszczone w obrębie dziobu i rufy. Kluzy i przewłoki są uniwersalnymi elementami wyposażenia pokładowego, które mogą służyć do obsługi lin zarówno cumowniczych, jak i holowniczych, natomiast pachoły holownicze (w odróżnieniu od cumowniczych) muszą się charakteryzować odpowiednio wyższą wytrzymałością, dostosowaną do spodziewanego uciążu holowników.

Operacje holownicze zwykle przeprowadzane są w obszarze portów (wejścia i wyjścia statków). Czasami jednak zdarza się potrzeba holowania morskiego, np. w razie awarii napędu statku. Służą do tego wyspecjalizowane jednostki – holowniki, które w przypadku holowania morskiego mocuje się na dziobie lub na rufie statku, a w przypadku holowania portowego – dodatkowo również na burtach. Polega to na podaniu liny holowniczej z holownika na statek przez odpowiednią kluzę i zamocowaniu jej na pachole holowniczym.

Połączenie holownika z holowaną jednostką odbywa się za pośrednictwem liny holowniczej (holu), która może być stalowa, wykonana z włókien roślinnych lub syntetycznych, oraz urządzenia do zaczepiania liny (wciągarki lub haka holowniczego).

Urządzenie to powinno zapewniać możliwość łatwego zwolnienia liny w sytuacjach awaryjnych. Wskazana jest także możliwość regulacji długości holu. Pierwsze z tych wymagań spełniają zarówno wciągarki, jak i haki holownicze, drugie natomiast tylko wciągarki. Dlatego też haki holownicze z reguły nie są już stosowane na nowo budowanych jednostkach.

Haki holownicze znajdują się w części rufowej holowników, natomiast wciągarki zarówno w części dziobowej, jak i rufowej. Holowniki typowo portowe wyposażone są często tylko w jedną wciągarkę – dziobową, natomiast holowniki przeznaczone również do holowania morskiego muszą posiadać dodatkowo wciągarkę na rufie.

Podczas wprowadzania lub wyprowadzania statku z portu holowniki często stosują pchanie. W tym celu wyposaża się je w odbijacze, wykonane najczęściej z gumy lub tworzyw sztucznych. Przykład typowego holownika portowego wyposażonego w dziobowe i rufowe odbijacze oraz jedną, umieszczoną na dziobie wciągarkę holowniczą przedstawiono na rysunku 1.27.



Rys. 1.27. Widok typowego holownika portowego (1 – wciągarka holownicza, 2 – odbijacz rufowy, 3 – odbijacz dziobowy)

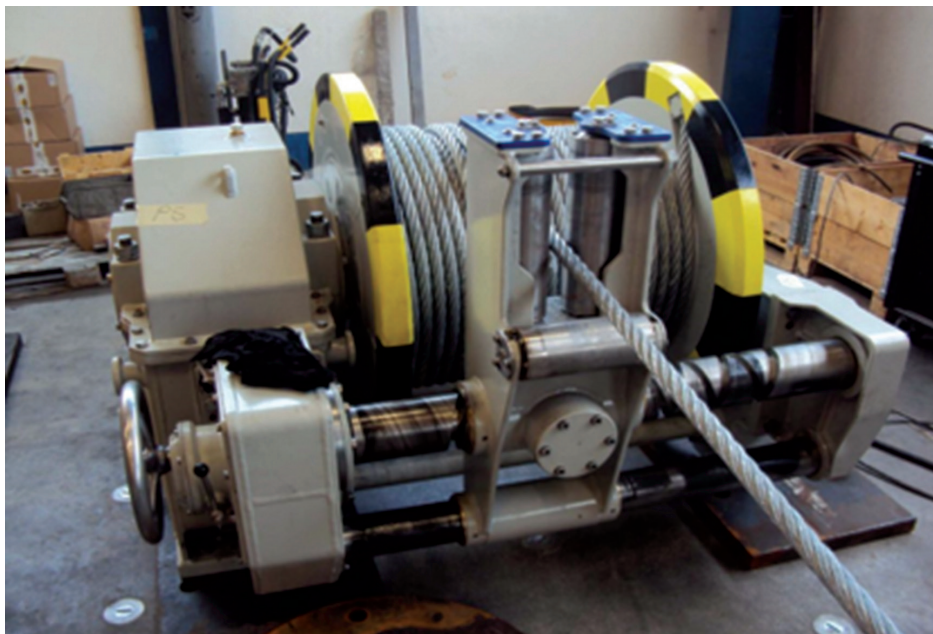
Źródło: [42]

Wciągarki holownicze są to urządzenia z napędem elektrycznym lub hydraulicznym, jedno- lub dwubębnowe, posiadające sprzęgła pozwalające na odłączenie ich od mechanizmu napędowego i umożliwiające ciągłą zmianę długości liny holowniczej podczas holowania. Sterowanie wciągarką holowniczą może być ręczne lub automatyczne,

polegające na kontroli naciągu liny holowniczej w określonych granicach. Wciągarka samoczynnie wydaje linę holowniczą przy wzroście siły napinającej linę do wartości zadanej, wybiera zaś, kiedy lina się luzuje. W przypadku stosowania automatycznych urządzeń do regulacji napięcia liny holowniczej należy wyposażyć jednostkę we wskaźniki siły uciągu zainstalowane na mostku nawigacyjnym oraz sygnalizację alarmową działającą po wydaniu liny holowniczej na maksymalną dopuszczalną długość.

Bębny wciągarek holowniczych, na których liny są układane i poddawane obciążeniu w kilku warstwach, powinny mieć kołnierze wystające poza górną warstwę liny na co najmniej 2,5 jej średnicy. Hamulce, w które wyposażone są bębny linowe, muszą działać bez poślizgu i przy rozłączonym sprzęgle bębna wytrzymywać działające na nie siły nie mniejsze niż obciążenie zrywające linę. Hamulce są sterowane najczęściej hydraulicznie i dodatkowo ręcznie.

Wciągarki do holowania morskiego, wyposażone w liny stalowe, muszą mieć niezależne układarki lin (rys. 1.28). W przypadku wciągarek wyposażonych w liny syntetyczne, przeznaczonych do holowania portowego, układarki nie są konieczne (rys. 1.29). Zamocowanie liny do bębna musi umożliwić w sytuacji awaryjnej jej odłączenie, przy obciążeniu równym lub nieznacznie większym od znamionowego uciągu wciągarki.



Rys. 1.28. Winda do holowania morskiego

Źródło: [28]



Rys. 1.29. Winda do holowania portowego

Źródło: [47]

Na holownikach przystosowanych do obsługi jednostek wiertniczych (tzw. AHTS – *anchor handling tug supply vessels*) stosuje się urządzenia kombinowane, tj. wciągarki holowniczo-kotwiczne, wyposażone dodatkowo w specjalne koła łańcuchowe (patrz rys. 1.12), służące do podejmowania przez rufę holownika łańcuchów kotwicznych, którymi mocuje się platformy wiertnicze.

2. Zamknięcia otworów ładunkowych i przedziałów wodoszczelnych

2.1. Pokrywy ładowni

W kadłubach statków oraz w ich nadbudówkach znajduje się wiele otworów pełniących różne funkcje – komunikacyjne, oświetleniowe, wentylacyjne – a także służących do poboru powietrza lub wody, odprowadzania ścieków czy usuwania nagromadzonych gazów.

Część z nich umieszczona jest w podwodnej części kadłuba, dlatego muszą być zabezpieczone zamknięciami o wysokiej jakości, aby zapewnić niezatapialność i pływalność jednostki. Również otwory znajdujące się powyżej linii wodnej powinny być wyposażone w odpowiednie zamknięcia, które uniemożliwią przedostanie się wody zaburtowej do wnętrza statku, nawet w skrajnie trudnych warunkach pogodowych.

Zasady dotyczące lokalizacji, wymiarów oraz sposobów zamykania otworów w kadłubie statku określają przepisy Międzynarodowej konwencji o liniach ładunkowych. Obejmują one m.in. drzwi, luki ładunkowe i inne, otwory nad siłownią, wentylatory, rurociągi odpowietrzające, wrota burtowe oraz inne podobne otwory, a także odpływy, wloty i wyloty czy iluminatory burtowe [17].

Szczególną uwagę zwraca się na zamknięcia dużych otworów lukowych w pokładach statków towarowych. Zgodnie z postanowieniami wspomnianej konwencji otwory te powinny być otoczone wytrzymałymi i odpowiednio wysokimi zrębnicami oraz zabezpieczone trwałymi, wodoszczelnymi pokrywami.

Zamknięcia luków ładunkowych dzielą się na dwa podstawowe typy: przenośne pokrywy zabezpieczane brezentem i sztabami oraz stalowe wodoszczelne pokrywy wyposażone w urządzenia uszczelniające i dociskowe. Współcześnie stosuje się wyłącznie drugi z wymienionych typów. Pokrywy te można klasyfikować dalej – ze względu na sposób otwierania oraz rodzaj systemu i napędu urządzeń służących do manewrowania nimi.

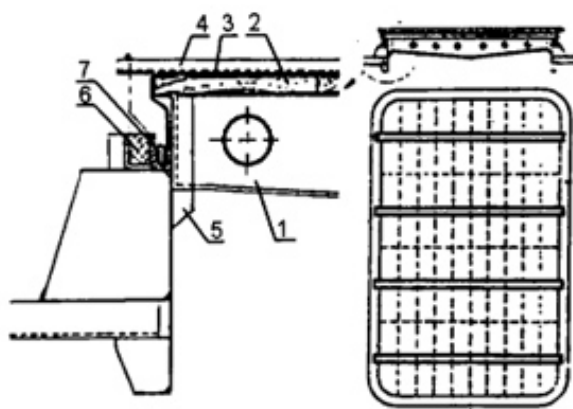
Zamknięcie luku ładunkowego jest kluczowym elementem bezpieczeństwa statku. Historia żeglugi wielokrotnie dowodziła, że uszkodzone lub zerwane przez wiatr i fale zamknięcia luków stawały się bezpośrednią przyczyną zatonięcia jednostek. Dlatego konstrukcja tego rodzaju zamknięcia powinna spełniać następujące wymagania [20]:

- ▶ wodoszczelność;
- ▶ wytrzymałość na obciążenia dynamiczne zarówno od zewnątrz, jak i od wewnątrz;
- ▶ łatwość operacji zamykania i otwierania;

- ▶ niewielka ilość miejsca potrzebnego do składowania na pokładzie pokryw przy otwartym luku;
- ▶ niski koszt produkcji i eksploatacji oraz niska masa.

O bezpieczeństwie statku i przewożonego ładunku decydują wytrzymałość oraz szczelność zamknięcia, natomiast łatwość manewrowania i składowania pokryw w znacznym stopniu wpływa na sprawność operacji przeładunkowych, przyczyniając się do skrócenia czasu postoju jednostki w porcie.

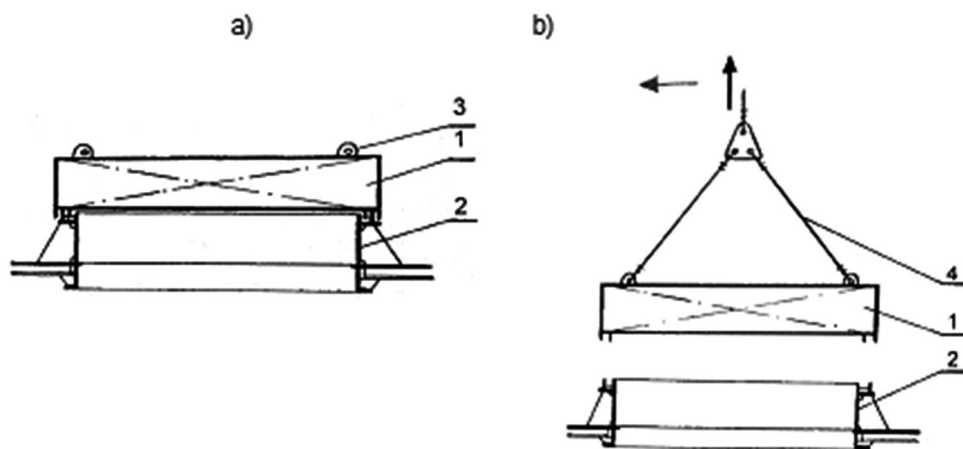
Przenośne pokrywy zabezpieczane brezentem przez wiele lat stanowiły podstawowe rozwiązanie konstrukcyjne zamknięć luków. Typowy układ takiego zamknięcia przedstawiono na rysunku 2.1. Pokrywy wykonywano z drewna, a ich krawędzie okuwano blachą lub ocynkowanym profilem stalowym. Ze względu na konieczność ręcznego przenoszenia przez maksymalnie dwie osoby ich wymiary były ograniczone. Przykładowo pokrywa o długości 1500 mm miała grubość 60 mm, przy czym wraz ze wzrostem długości wymagane było jej dodatkowe zwiększenie. Pokrywy te opierały się na zrębnicy luku oraz na wyjmowanych, przenośnych rozpornicach lukowych osadzonych w gniazdach zrębnicy. Na pokrywach układano co najmniej dwie warstwy nieprzemakalnego brezentu, mocowanego do zrębnicy płaskownikami dociskanymi klinami, śrubami lub mimośrodami. Na tak zabezpieczony luk – bądź jako dodatkowe wzmocnienie – nakładano stalowe belki (płaskowniki) zamocowane na końcach do zrębnicy. Wymiary rozpornic i pokryw ustalano na podstawie obciążeń obliczeniowych przypadających na 1 m² powierzchni luku, określonych w przepisach Międzynarodowej konwencji o liniach ładunkowych [17]. Obciążenia te odpowiadały wartościom przyjmowanym dla stalowych pokryw strugoszczelnych.



Rys. 2.1. Zamknięcie luku przenośnymi pokrywami (1 – rozpornica, 2 – drewniane pokrywy, 3 – brezent, 4 – belka zabezpieczająca, 5 – gniazdo rozpornicy, 6 – klin, 7 – płaskownik)

Źródło: [19]

Pierwszym istotnym krokiem w unowocześnianiu konstrukcji zamknięć lukowych było zastąpienie wielu małych pokryw, opartych na rozpornicach, jednolitymi stalowymi pokrywami pontonowymi (rys. 2.2). Pokrywy te mają konstrukcję samonośną i charakteryzują się odpowiednią wytrzymałością na obciążenia określone w konwencji. Obejmują one całą szerokość luku, dzięki czemu nie ma potrzeby stosowania rozpornic. Mimo to szczelność zamknięcia nadal zapewniana jest poprzez przykrycie pokryw brezentem.



Rys. 2.2. Pontonowa pokrywa lukowa: a) pokrywa leżąca na zrębnicy luku; b) pokrywa unoszona urządzeniem przetadunkowym (1 – pokrywa pontonowa, 2 – zrębница luku, 3 – uchwyt w narożach pokrywy, 4 – strop do unoszenia pokrywy)

Źródło: [26]

Kolejnym etapem było wyeliminowanie przykrycia brezentowego poprzez trwałe mocowanie pokryw pontonowych do zrębnicy za pomocą gęsto rozmieszczonych śrub oraz zastosowanie gumowego uszczelnienia. W tym rozwiązaniu zdejmowanie i układanie pokryw wymaga użycia urządzeń dźwigowych, a na pokładzie musi być przewidziana odpowiednia przestrzeń do ich składowania przy otwartym luku.

Współczesne wymogi dotyczące zamknięć luków spełniają różne konstrukcje stalowych pokryw strugoszczelnych, wyposażonych w systemy uszczelniające i dociskające, a w przypadkach, w których warunkuje to kinematyka otwierania i zamykania – również w urządzenia unoszące.

Od wielu lat na statkach handlowych do zamykania otworów lukowych stosuje się stalowe pokrywy mechaniczne, otwierane i zamykane za pomocą rozwiązań o często złożonej konstrukcji. W wielu przypadkach do ich obsługi konieczne jest zaangażowanie tylko jednej osoby na luk, natomiast w wypadku większych luk powszechnie wykorzystuje się pulpity sterownicze umożliwiające programowanie ruchów pokryw

w poszczególnych etapach procesu załadunku. Zarówno budowa, jak i eksploatacja oraz konserwacja tych skomplikowanych mechanizmów mają istotne znaczenie dla sprawności pracy statku. Obecnie stosuje się różnorodne typy zamknięć lukowych, których najważniejszą cechą wyróżniającą stanowi kinematyka otwierania i zamykania pokryw.

Dokładna klasyfikacja pokryw lukowych jest utrudniona z uwagi na dużą różnorodność wykorzystywanych rozwiązań konstrukcyjnych. Podział ten można jednak przeprowadzić, opierając się na kryteriach stosowanych powszechnie w odniesieniu do urządzeń technicznych. Ze względu na spełniane funkcje pokryw można podzielić następująco [19]:

- ▶ pokrywy wodoszczelne;
- ▶ pokrywy niewodoszczelne.

Ze względu na stopień mechanizacji można wyróżnić:

- ▶ pokrywy o napędzie obcym;
- ▶ pokrywy o napędzie własnym.

Ze względu na rodzaj napędu wyróżnia się:

- ▶ pokrywy wyposażone w napęd elektryczny;
- ▶ pokrywy wyposażone w napęd hydrauliczny;
- ▶ pokrywy wyposażone w napęd pneumatyczny.

Dodatkowo pokrywy można klasyfikować według cech konstrukcyjnych oraz kinematyki otwierania i zamykania luków, dzieląc je na następujące grupy:

- ▶ pokrywy z niezależnymi członami;
- ▶ pokrywy wielocłonowe połączone ze sobą i ze zrębnicą zawiasowo;
- ▶ pokrywy wielocłonowe połączone ze sobą ciągnem;
- ▶ pokrywy roletowe i żaluzyjne.

Według tego kryterium pokrywy lukowe dzieli się dodatkowo na następujące podstawowe typy:

- ▶ składane (*folding*);
- ▶ podnoszone i odsuwane „na barana” (*piggy-back or lift-and-roll*);
- ▶ odsuwane na boki lub ku końcom (*side roll and end roll*);
- ▶ odkładane (*lift-away*);
- ▶ zsuwane (*sliding*);
- ▶ układane na stos (*shocking*);
- ▶ zwijane (*coiling*);
- ▶ jednociągowe (*single pull*).

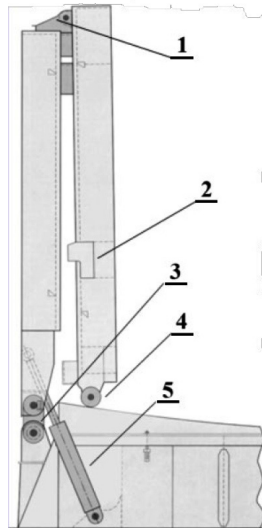
Pokrywy składane. Pokrywy składane są ze sobą połączone za pomocą zawiasów. Pokrywa znajdująca się przy zrębnicy poprzecznej również mocowana jest do niej obrotowo, na zawiasach. Zasada działania tego typu konstrukcji może być realizowana na różne sposoby. Najprostsze rozwiązanie obejmuje dwie pokrywy połączone wspólnym zawiasem. Po zwolnieniu urządzenia dociskającego napęd powoduje uniesienie zawiasu łączącego obie części. Przednia krawędź pierwszej z nich przesuwa się wzdłuż zrębnicy, opierając się na kołach jezdnych. Gdy obie pokrywy osiągną położenie pionowe, ruch zostaje zatrzymany, a elementy zostają zabezpieczone w tej pozycji do momentu ponownego zamknięcia. Punkty obrotu pokrywy przylegającej do zrębnicy umieszczone są w taki sposób, aby po złożeniu znajdowały się poza obrysem otworu lukowego.

Napęd pokryw składanych realizowany jest najczęściej za pomocą siłowników hydraulicznych. W przypadku urządzeń dwupokrywowych stosuje się napęd wciągarką lub urządzeniem dźwignicowym, natomiast układy obejmujące trzy i więcej pokryw uruchamiane są wyłącznie hydraulicznie. Składanie odbywa się sekwencyjnie: najpierw zamyka się para pokryw przylegających do poprzecznej zrębnicy, a następnie kolejne, aż do ostatniej. Proces ten wymaga precyzyjnego sterowania układem zaworów hydraulicznych. Zamykanie pokryw uruchamianych hydraulicznie przebiega w odwrotnej kolejności niż ich otwieranie. W przypadku pokryw składanych napędzanych liną proces zamykania realizowany jest poprzez jej stopniowe luzowanie. Konieczne jest przy tym zapewnienie, aby po zwolnieniu napięcia liny pokrywy samoczynnie rozpoczęły ruch w kierunku zamykania. Efekt ten uzyskuje się poprzez niepełne złożenie pokryw oraz zastosowanie ześlizgu pokrywy zewnętrznej.

Pokrywy składane stosuje się zarówno na pokładach odkrytych, jak i na międzypokładach. W tym drugim przypadku często wykorzystuje się bezzrębnicowe urządzenia do zamykania luków.

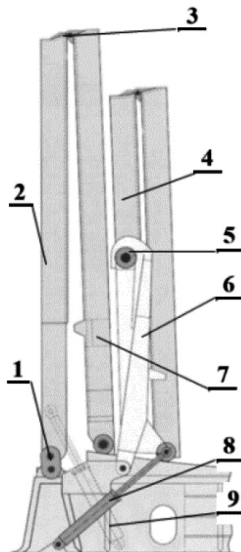
Pokrywy składane – pokład główny. Podstawowa odmiana pokrywy składanej typu *folding* (rys. 2.3) składa się z jednej pary paneli połączonych ze sobą przegubowo. Do pierwszego panelu przymocowany jest zewnętrzny siłownik hydrauliczny, którego drugi koniec opiera się na zrębnicy. Ruch siłownika powoduje unoszenie paneli, przy czym na końcu drugiego panelu zamocowane jest koło toczące się wzdłuż zrębnicy.

Odmianą pokrywy składanej jest pokrywa *folding* w odmianie *foldtite* (rys. 2.4), zbudowana z dwóch par paneli: podnoszonych i toczonych. Pierwszy siłownik unosi panele podnoszone, a równocześnie druga para zostaje wprowadzona w ruch toczny. Po całkowitym podniesieniu pierwszej pary druga para paneli podnoszona jest przy użyciu siłownika oraz dźwigni współpracującej z kołem tej pary.



Rys. 2.3. Pokrywa składana typu folding na pokładzie głównym (1 – przegub międzysekcyjny, 2 – łącznik z podłużnicą, 3 – łącznik przegubu, 4 – koło jezdne, 5 – siłownik zewnętrzny)

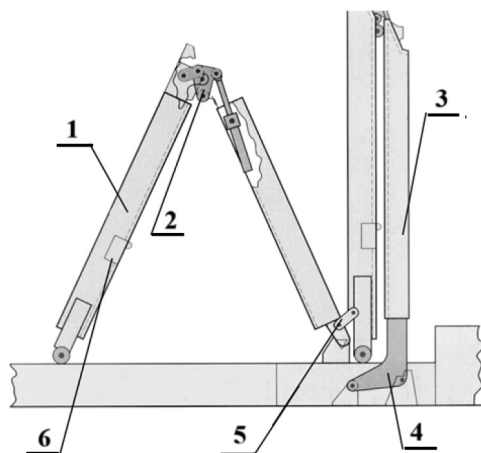
Źródło: [31]



Rys. 2.4. Pokrywa składana folding w odmianie foldtite na pokładzie głównym (1 – łącznik przegubu, 2 – panele podnoszone, 3 – przegub międzysekcyjny, 4 – panele toczące, 5 – koło podnoszące, 6 – dźwignia, 7 – łącznik z podłużnicą, 8 – siłownik dźwigni, 9 – siłownik zewnętrzny)

Źródło: [31]

Kolejnym rodzajem pokryw składanych *folding* jest typ *link-link*, zaprezentowany na rysunku 2.5. Odmiana ta składa się z dwóch par paneli, przy czym każda z nich wyposażona jest w układ siłowników umieszczonych wewnątrz paneli. Dzięki odpowiednio zaprojektowanemu systemowi przegubów ruch siłownika wywołuje efekt składania panelu. Najpierw składa się para podnoszona, a następnie para toczna.

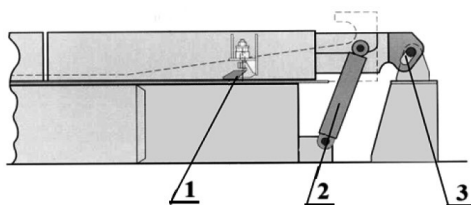


Rys. 2.5. Pokrywa składana *folding* w odmianie *link-link* na pokładzie głównym (1 – panele toczne, 2 – siłownikowy mechanizm podnoszący, 3 – panele podnoszone, 4 – przegub, 5 – łącznik między panelami, 6 – łącznik z podłóżnicą)

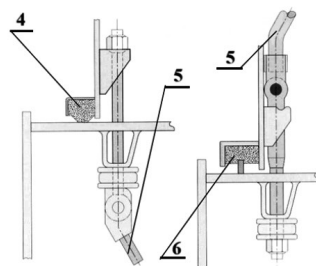
Źródło: [31]

Na rysunku 2.6 przedstawiono sposób zamknięcia i uszczelnienia dla pokryw składanych umieszczonych na pokładzie głównym.

a)



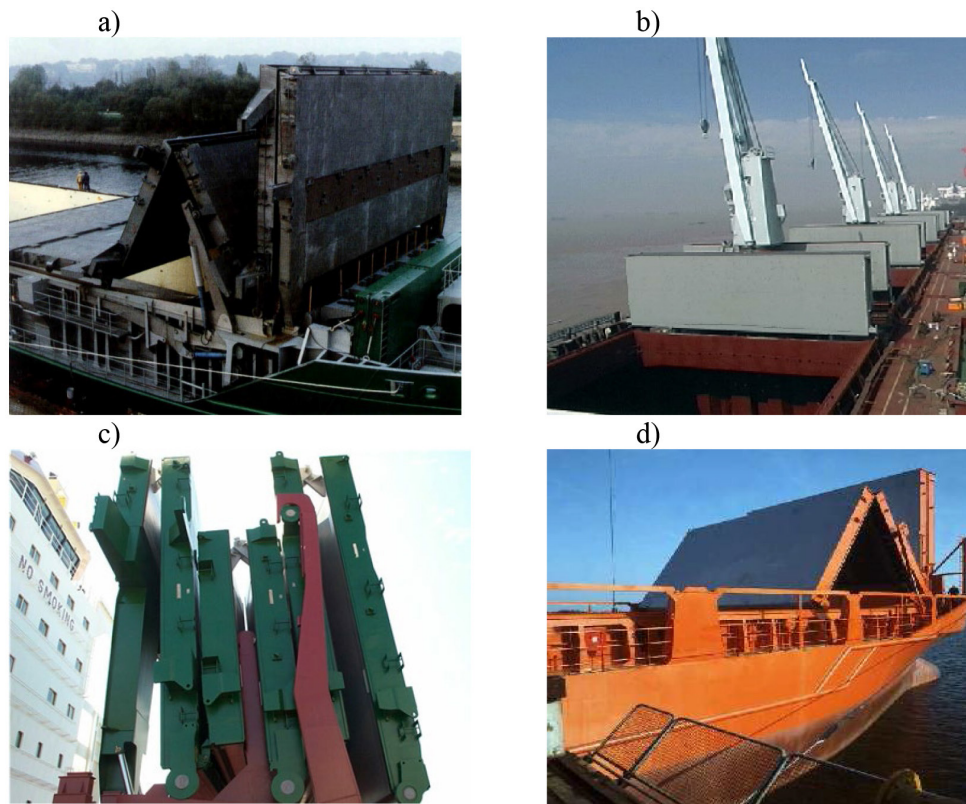
b)



Rys. 2.6. Zamknięcie i uszczelnienie pokryw składanych na pokładzie głównym: a) zamknięcie pokrywy składanej; b) uszczelnienie pokrywy składanej (1 – łącznik klinowy, 2 – siłownik, 3 – przegub, 4 – uszczelnienie, 5 – dźwignia, 6 – uszczelnienie z prętem ściskającym)

Źródło: [15]

Rysunek 2.7 przedstawia przykłady paneli składanych umiejscowionych na pokładzie głównym.

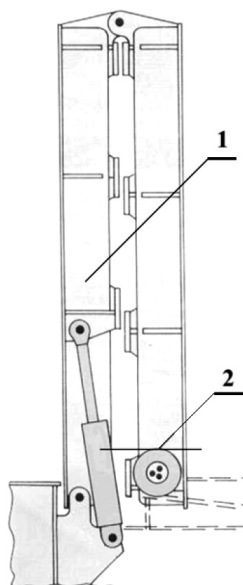


Rys. 2.7. Przykłady paneli składanych umiejscowionych na pokładzie głównym: a) otwieranie pokrywy typu *foldtite*, składającej się z trzech par paneli; b) otwarte pokrywy typu *folding*; c) otwarte pokrywy typu *foldtite*, składające się z trzech par paneli; d) czteropanelowe pokrywy typu *foldtite*

Źródło: [31]

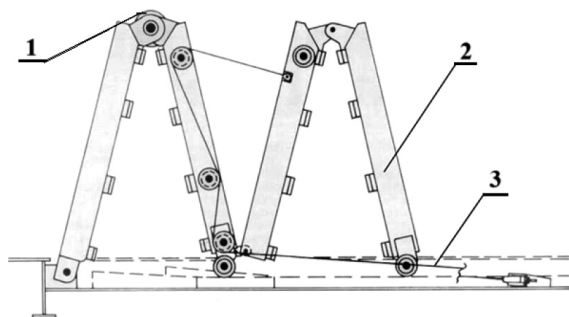
Pokrywy składane umieszczone na międzypokładzie (rys. 2.8) działają na podobnej zasadzie jak pokrywy lukowe na pokładzie głównym. Pierwszy panel jest unoszony za pomocą siłownika, drugi zaś podnosi się jednocześnie z nim dzięki połączeniu przegubowemu.

Rysunek 2.9 przedstawia układ hydrauliczno-ciężnowy. Silnik hydrauliczny, pełniący jednocześnie funkcję zawiasu, poprzez ruch obrotowy składa pierwszą parę paneli. Druga para paneli jest zaś pociągana za pierwszą dzięki odpowiednio zaprojektowanemu układowi ciężnowemu. W tym rozwiązaniu silnik hydrauliczny może zostać zastąpiony siłownikiem.



Rys. 2.8. Pokrywa składana typu folding umiejscowiona na międzypokładzie (1 – panel podnoszony za pomocą siłownika, 2 – siłownik)

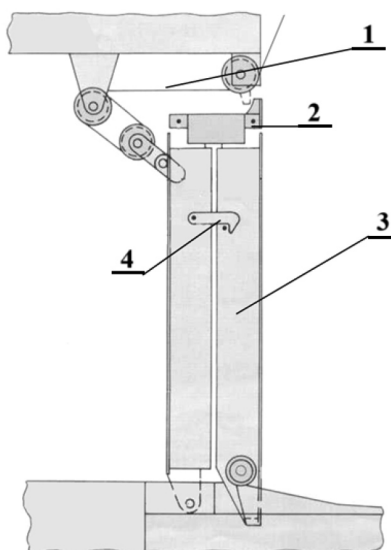
Źródło: [31]



Rys. 2.9. Pokrywa składana typu folding umiejscowiona na międzypokładzie z układem hydrauliczno-ciężnowym (1 – silnik hydrauliczny, 2 – panel, 3 – lina)

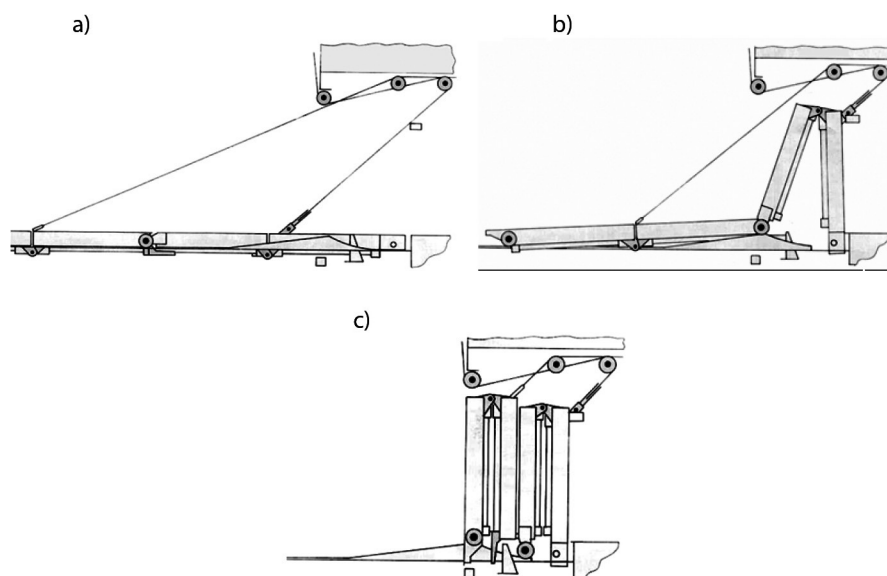
Źródło: [31]

Na rysunkach 2.10 i 2.11 przedstawiono pokrywy otwierane za pomocą układu linowego. Ciężno przymocowane do pierwszego panelu jest prowadzone przez system rolek do urządzenia wypierającego. Pokrywy tego typu mogą być otwierane przy użyciu wciągarki, dźwigu lub innych urządzeń. Po otwarciu panele są zabezpieczane przed przypadkowym lub samoczynnym zamknięciem.



Rys. 2.10. Pokrywa składana typu folding umiejscowiona na międzypokładzie, otwierana za pomocą układu linowego (1 – cięgno pociągowe, 2 – przegub, 3 – panel, 4 – zabezpieczenie)

Źródło: [31]

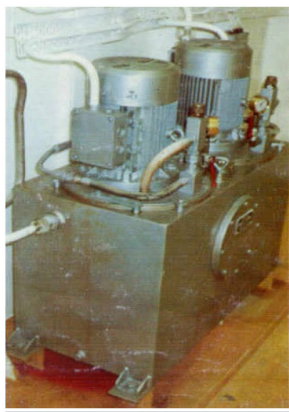


Rys. 2.11. Etapy otwierania czteropanelowej pokrywy za pomocą układu cięgowego: a) pokrywa zamknięta; b) podnoszenie pierwszej pary paneli; c) pokrywa otwarta

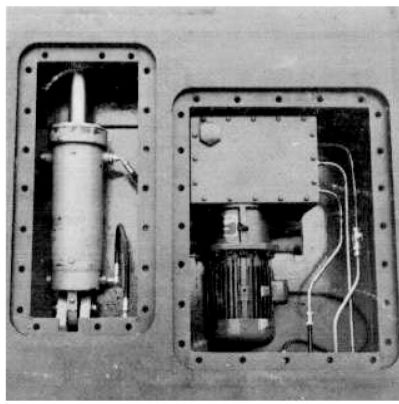
Źródło: [15]

Na rysunku 2.12 przedstawiono przykłady paneli składanych umiejscowionych na międzypokładzie oraz rozmieszczenie układu hydraulicznego.

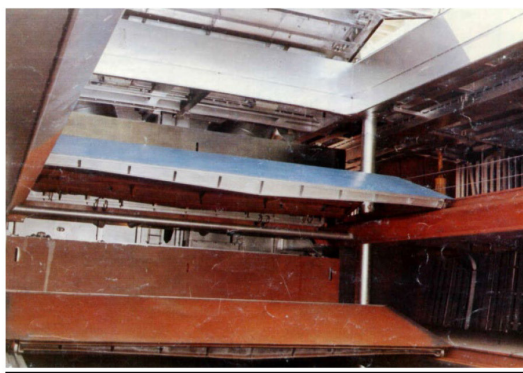
a)



b)



c)



d)



Rys. 2.12. Przykłady paneli składanych umiejscowionych na międzypokładzie oraz rozmieszczenie układu hydraulicznego: a) układ pompowy w osobnym pomieszczeniu; b) siłownik wraz z układem pompowym zainstalowanym wewnątrz pokrywy; c) pokrywy typu *folding* jako zamknięcia międzypokładów i pokładu głównego; d) pokrywy typu *folding* jako zamknięcia międzypokładów

Źródło: [15]

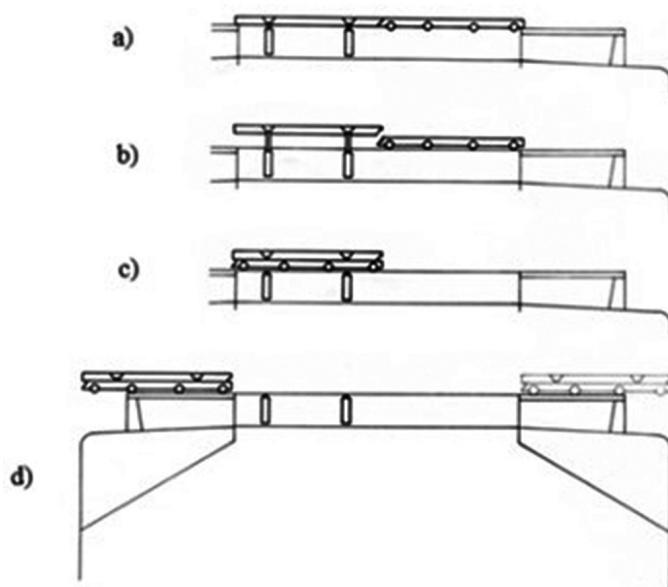
Pokrywy podnoszone i odsuwane „na barana” (*piggy-back or lift-and-roll*).

Aby zmniejszyć przestrzeń wymaganą dla pokryw odtaczanych w stanie otwartym, opracowano rozwiązanie, w którym dwie (w niektórych wariantach trzy) pokrywy two-

rzą zespół pozwalający na osadzenie jednej na drugiej i ich odtoczenie w dowolnym kierunku wzdłuż zrębnicy. Jedna z pokryw, wyposażona w odpowiednie występy, jest unoszona przez pionowe siłowniki hydrauliczne, podczas gdy pokrywa jezdna przetaczana jest pod nią. Po osadzeniu górnej pokrywy na dolnej obie mogą być przesuwane wzdłuż zrębnicy, co umożliwi stopniowe odsłanianie części łuku przeznaczonych do załadunku lub wyładunku. Rozwiązanie to znajduje zastosowanie na dużych masowcach.

Napęd jezdny pokryw realizowany jest elektrycznie, natomiast ich unoszenie odbywa się hydraulicznie. Wszystkie operacje (zwalnianie urządzeń dociskających, podnoszenie pokrywy do pozycji jezdnej, uruchamianie podnośników dla pokrywy osadzonej na pokrywie jezdnej oraz nadawanie ruchu pokrywom wzdłuż łuku) wykonywane są ze stanowiska sterowania.

Lżejsze warianty tego rodzaju pokryw stosuje się na statkach wielozadaniowych, szczególnie z siłownią rufową, co pozwala na utworzenie nieprzerwanej powierzchni luków ładunkowych. Pokrywy te znajdują także zastosowanie przy bezzrębnicowych lukach międzypokładów [31]. Na rysunku 2.13 przedstawiono zasadę działania pokryw podnoszonych i odsuwanych.



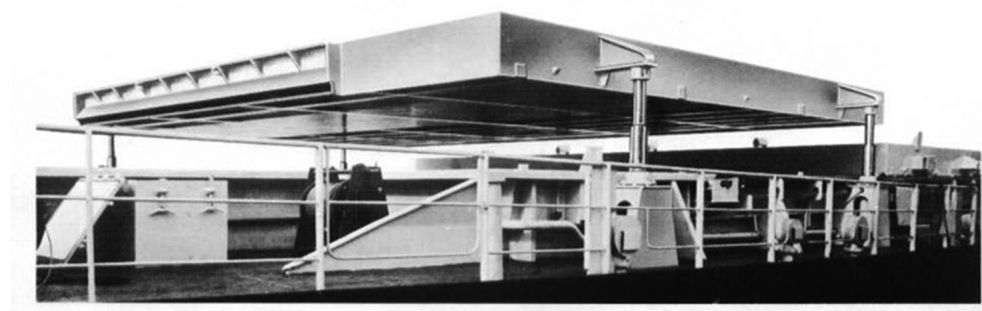
Rys. 2.13. Zasada działania pokryw luków ładowni podnoszonych i odsuwanych: a) pokrywa zamknięta; b) podniesienie panelu beznapędowego za pomocą siłowników *high-lift*; c) przesunięcie panelu napędzanego pod podniesiony panel, opuszczenie panelu; d) przesunięcie obu paneli na prawą lub lewą burtę

Źródło: [15]

System siłowników podnoszących pokrywę typu *high-lift* zapewnia większy zakres ruchu (otwarcia) przy zachowaniu kompaktowej konstrukcji. System *high-lift* to układ siłowników (zazwyczaj hydraulicznych), który umożliwia podniesienie pokrywy luku ładowni do większej wysokości niż tradycyjny siłownik o tym samym skoku. Można w tym celu wykorzystywać siłowniki teleskopowe. System *high-lift* opiera się najczęściej na siłownikach hydraulicznych, które:

- ▶ podnoszą pokrywę pionowo lub pod kątem;
- ▶ pozwalają osiągnąć duży zakres otwarcia (nawet kilka metrów);
- ▶ utrzymują pokrywę w pozycji otwartej bez potrzeby stosowania blokad mechanicznych, które jednak często są dodatkowo używane dla bezpieczeństwa;
- ▶ mogą być sterowane lokalnie lub zdalnie (np. z mostka lub pulpitu w maszynowni).

Siłowniki często mają blokady mechaniczne lub zawory przeciążeniowe, które zapobiegają niekontrolowanemu opadnięciu. W sytuacjach awaryjnych (np. brak zasilania) możliwe jest ręczne opuszczenie pokrywy lub użycie systemu awaryjnego. Systemy mogą być wyposażone w czujniki położenia, alarmy dźwiękowe/ świetlne oraz zabezpieczenia przed zgnieceniem. Na rysunku 2.14 pokazano system siłowników podnoszących pokrywę *high-lift*. System składa się z czterech zsynchronizowanych siłowników, które podnoszą pokrywę beznapędową. Siłowniki składają się z teleskopowo wysuwanych tłoczków.



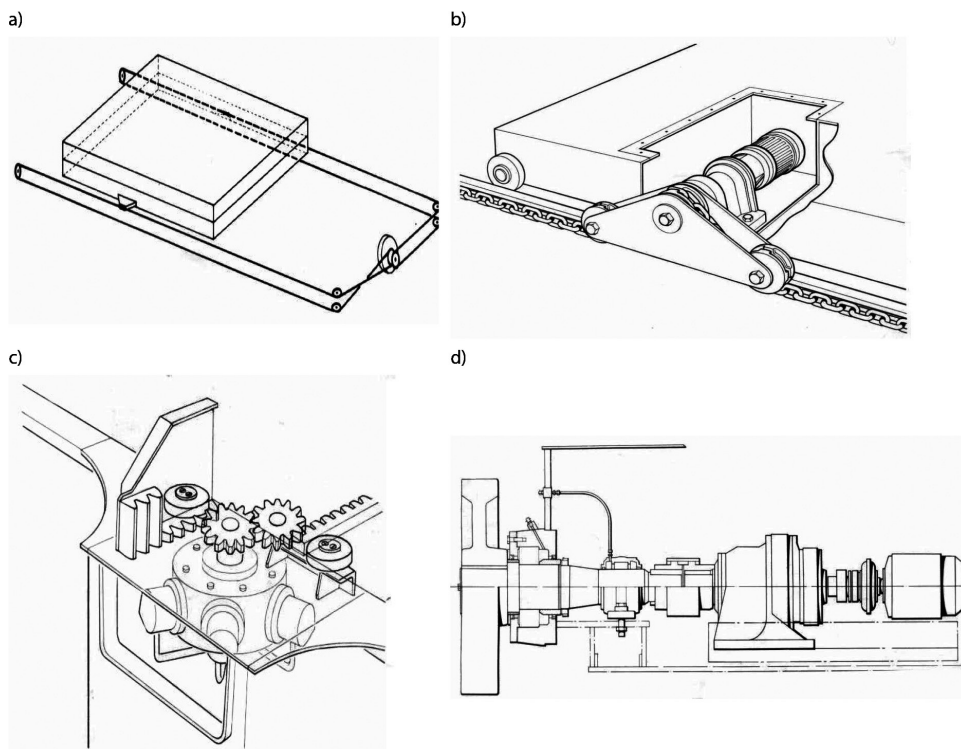
Rys. 2.14. System siłowników podnoszących pokrywę *high-lift*

Źródło: [15]

Rysunek 2.15 prezentuje z kolei systemy przemieszczania pokryw: ciągnowy, łańcuchowy, zębatkowo-kołowy i kołowy.

System ciągnowy składa się z układu cięgien (lina lub łańcuch) połączonego z pokrywą i napędzanego za pomocą przewijarki. W wariantcie łańcuchowym silnik umieszczony wewnątrz pokrywy napędza koło łańcuchowe. Wzdłuż zębownicy znaj-

duje się na stałe łańcuch o odpowiedniej długości, którego przewijanie powoduje ruch pokrywy. W systemie zębatkowo-kołowym silnik hydrauliczny napędza koło zębate współpracujące z zębatką zamocowaną wzdłuż zębownicy. Natomiast w wariantcie kołowym silnik umieszczony wewnątrz pokrywy napędza koło jezdne poruszające się po zębownicy.

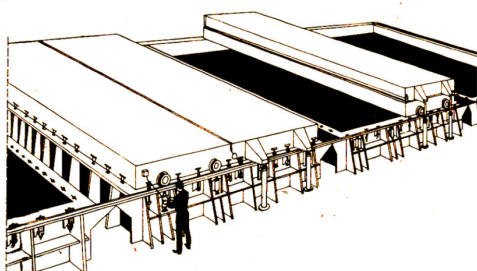


Rys. 2.15. Systemy przemieszczania pokryw podnoszonych i odsuwanych: a) cięgnowy; b) łańcuchowy; c) zębatkowo-kołowy; d) kołowy

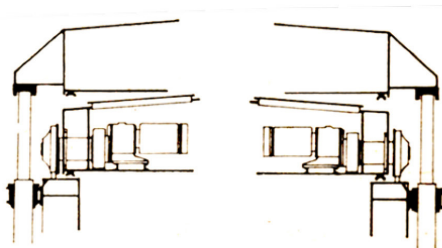
Źródło: [15]

Na rysunku 2.16 przedstawiono pokrywy podnoszone i odsuwane w widoku ogólnym oraz ich przekrój w obszarze siłowników.

a)



b)



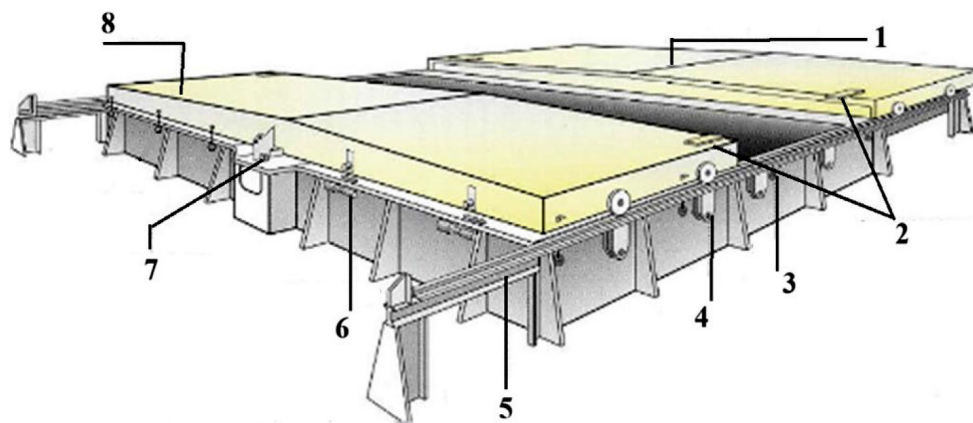
Rys. 2.16. Pokrywy podnoszone i odsuwane: a) widok ogólny; b) przekrój w obszarze siłowników

Źródło: [15]

Pokrywy odsuwane na boki lub ku końcom (*side roll and end roll*). Tego typu pokrywy składają się z dwóch paneli – w przypadku pokryw odsuwanych na burty podział przebiega w osi symetrii luku, natomiast w przypadku pokryw odsuwanych ku końcom luku podział znajduje się w płaszczyźnie połowy jego długości. Pokrywy toczone są na zamocowanych do ich konstrukcji kółkach jezdnych, które poruszają się po torach wzdłuż zrębnicy oraz jej przedłużeniu za burty lub wzdłuż statku. Przedłużenia torów poza zrębnicami wspierane są na fundamentach zamocowanych do pokładu. Przed uruchomieniem pokrywy odsuwane muszą zostać uniesione, aby podczas ruchu nie doszło do uszkodzenia uszczelki. Ze względu na znaczne rozmiary pokryw odsuwanych (stosowanych głównie na wielkich masowcach) urządzenia unoszące są wyłącznie hydrauliczne.

Wielkość pokryw odsuwanych nie jest ograniczona aspektami konstrukcyjnymi, poza koniecznością zapewnienia odpowiedniego miejsca na pokładzie. Zdarzają się więc pokrywy o wymiarach nawet 20×20 m. Wysokość zrębnic na dużych statkach dobierana jest tak, aby możliwe było przejście pod odsuniętymi pokrywami. Bardzo ciężkie pokrywy są napędzane silnikiem elektrycznym z przekładnią mechaniczną napędzającą koła jezdne. Najczęściej stosowany napęd pokryw odsuwanych opiera się na zębatce i kole zębatym uruchamianym silnikiem hydraulicznym lub elektrycznym

(rys. 2.17). Lżejsze pokrywy mogą być uruchamiane przez odchylające się ramiona z siłownikiem hydraulicznym, natomiast urządzenia dociskające i unoszące pokrywy są sterowane centralnie [31].



Rys. 2.17. Budowa pokryw odtaczanych na boki lub ku końcom (1 – panel odtoczony, 2 – urządzenia pozycjonujące, 3 – zacisk szybkodziałający, 4 – hydrauliczny podnośnik koła jezdnego, 5 – prowadnica paneli, 6 – opcjonalny zacisk, 7 – zębátka i koło zębátę trzpieniowe, 8 – panel zamknięty)

Źródło: opracowanie własne na podstawie zasobów internetowych

Zamknięcia otworów w kadłubie, a w szczególności pokrywy ładowni, odgrywają kluczową rolę w zapewnieniu bezpieczeństwa żeglugi i sprawności operacyjnej statku. Ewolucja ich konstrukcji – od prostych drewnianych pokryw, dodatkowo przykrywanych brezentem w celu uszczelnienia, po nowoczesne systemy stalowe wyposażone w zaawansowane układy uszczelniające, dociskowe i mechanizmy napędowe – odzwierciedla rosnące wymagania w zakresie niezawodności, ergonomii i szybkości obsługi. Właściwy dobór i należyta eksploatacja tych urządzeń nie tylko zwiększają ochronę jednostki i ładunku przed zalaniem, ale wpływają również na efektywność przeładunku i czas postoju statku w portach. Z tego względu znajomość budowy, zasad działania oraz wymagań technicznych dotyczących pokryw lukowych stanowi istotny element wiedzy inżyniera okrętowego.

2.2. Budowa i obsługa drzwi przedziałów wodoszczelnych

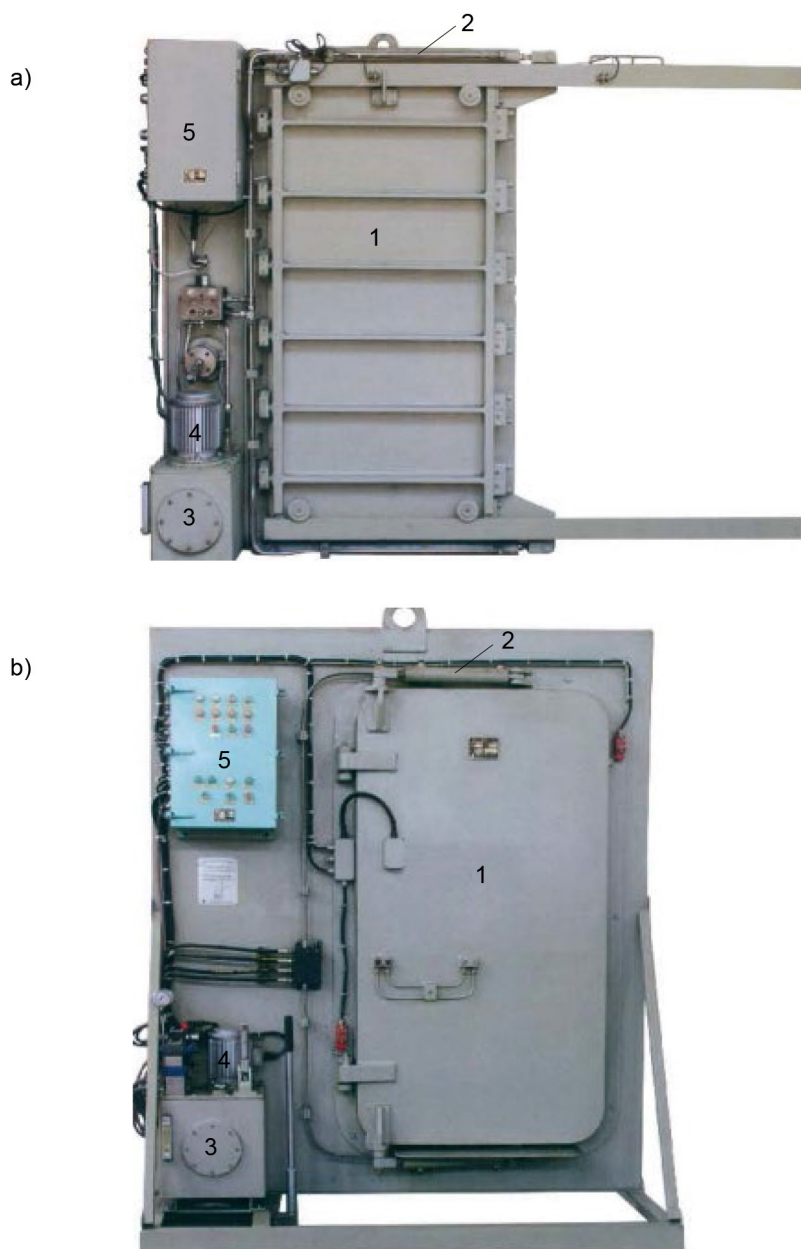
Zgodnie z [16] drzwi wodoszczelne dzielą się na trzy klasy:

- ▶ klasa 1 – drzwi zawiasowe zamykane na rygle klinowe z obu stron otworu grodzi;
- ▶ klasa 2 – drzwi zasuwane poziomo lub pionowo, poruszane ręcznie, wyposażone w urządzenie zamykające, które można obsługiwać z obu stron drzwi i dodatkowo z miejsca powyżej pokładu grodziowego, ich czas zamknięcia nie może być dłuższy niż 90 s;
- ▶ klasa 3 – drzwi zasuwane poziomo lub pionowo, poruszane mechanicznie i dodatkowo ręcznie, sterowane zdalnie (automatycznie) z centralnego stanowiska manewrowego i lokalnie, wyposażone w urządzenia dźwiękowe ostrzegające o rozpoczętym procesie zamykania drzwi, które nie może trwać dłużej niż 60 s, a zasilanie mechanizmu poruszającego drzwiami pochodzi z co najmniej dwóch niezależnych źródeł.

Podsumowując, drzwi wodoszczelne można podzielić na zawiasowe i zasuwane. Mogą one być otwierane i zamykane ręcznie albo mechanicznie (elektrycznie lub hydraulicznie). Urządzenie do poruszania drzwiami wodoszczelnymi powinno działać przy przechyle statku na dowolną burtę do 15° i przegłębieniu do 5°. Wybór kierunku zasuwania drzwi (pionowo lub poziomo) zależy przede wszystkim od będącej do dyspozycji wolnej przestrzeni w ich obrębie. Wytrzymałość drzwi wodoszczelnych musi być równa wytrzymałości grodzi, w której zostały one zamontowane. Musi to być również element sztywny, niepodlegający odkształceniom, które powodowałyby utratę szczelności.

Przykłady drzwi wodoszczelnych zasuwanych i zawiasowych przedstawiono na rysunku 2.18. Umieszczone w grodzi wodoszczelnej drzwi (1) są zamykane i otwierane za pomocą siłowników hydraulicznych (2). Odpowiednie ciśnienie robocze w układzie hydraulicznym wytwarza znajdująca się w zbiorniku oleju (3) pompa, napędzana silnikiem elektrycznym (4), sterowana za pomocą łączników w skrzynkach elektrycznych (5), zamontowanych po obu stronach drzwi. Awaryjnie stanowisko wyposażone jest w pompy ręczne znajdujące się również po obu stronach drzwi wodoszczelnych oraz dodatkowo na górnym pokładzie.

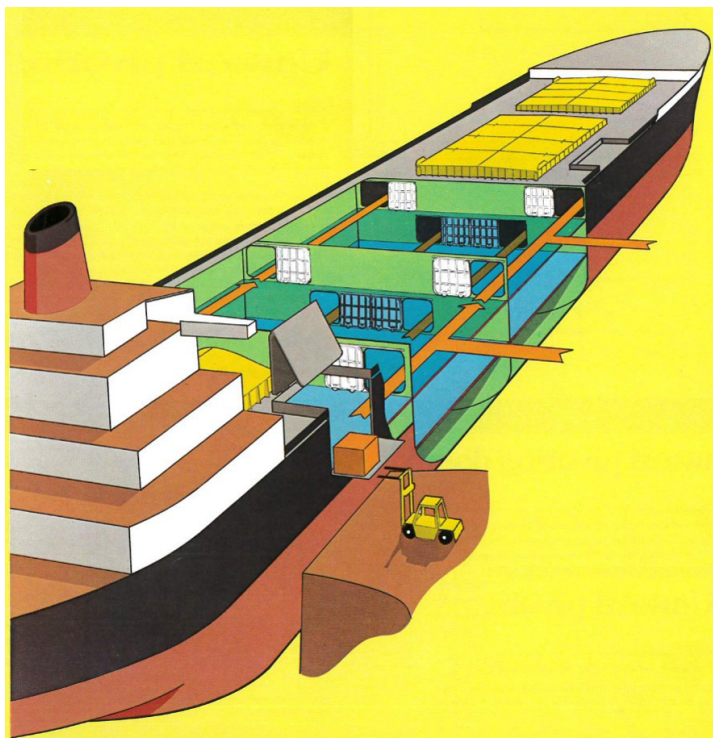
Na statkach o dużej liczbie drzwi wodoszczelnych (np. promy pasażerskie) stosuje się instalacje centralne, sterowane zdalnie z punktu dowodzenia statkiem. Instalacje te utrzymywane są w stałej gotowości. Wyposażone są one w centralne stacje zasilające z akumulatorami i agregatami pompowymi sterowanymi presostatami oraz zdalnie sterowanymi rozdzielaczami [8]. Niezależnie od tego każde z drzwi wodoszczelnych muszą mieć możliwość sterowania lokalnego.



Rys. 2.18. Drzwi wodoszczelne: a) zasuwane; b) zawiasowe (1 – drzwi wodoszczelne, 2 – siłownik hydrauliczny, 3 – zbiornik oleju, 4 – silnik elektryczny, 5 – skrzynka elektryczna)

Źródło: [44]

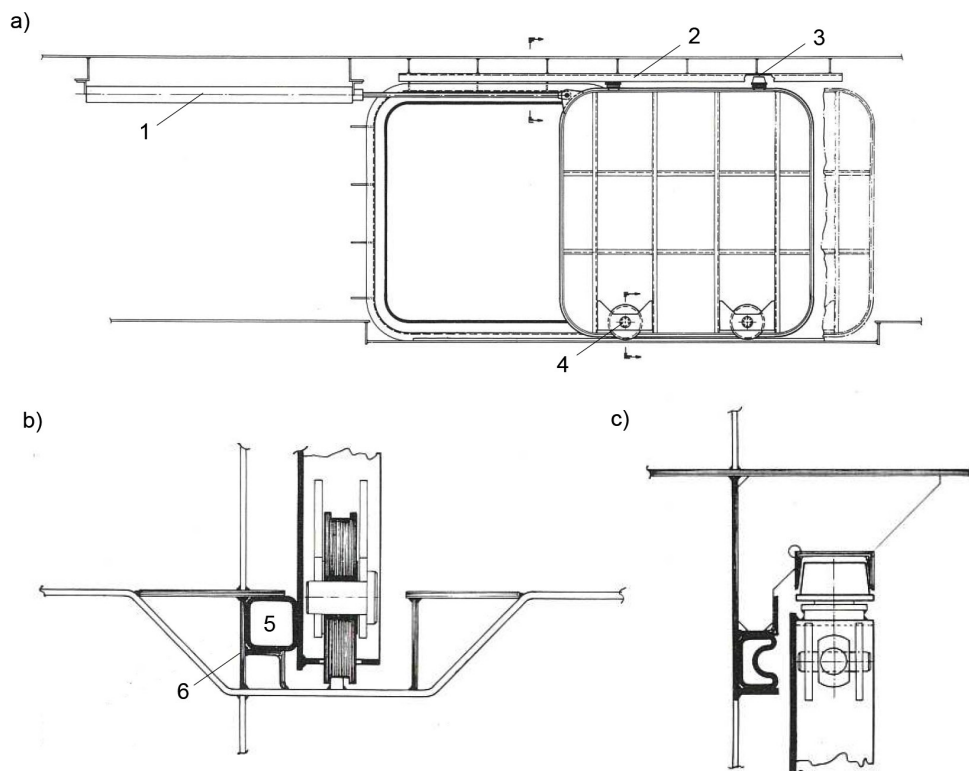
Na rysunku 2.19 przedstawiono przykładowe usytuowanie drzwi wodoszczelnych w części ładunkowej kadłuba statku (przejścia przez grodzie między ładowniami i z ładowni na pokład otwarty poprzez nadbudówkę), a na rysunkach 2.20–2.24 ich rozwiązania konstrukcyjne.



Rys. 2.19. Drzwi wodoszczelne w części ładunkowej kadłuba statku

Źródło: [19]

Drzwi wodoszczelne zasuwane (rys. 2.20a) poruszane są siłownikiem hydraulicznym lub pneumatycznym (1) wzdłuż szyn (2) za pomocą znajdujących się na górze rolek (3), a na dole kół (4). Szczelność zapewnia uszczelka (5) wykonana z kauczuku syntetycznego. Jeżeli drzwi są sterowane pneumatycznie, wówczas po ich zamknięciu uszczelka wypełniana powietrzem ze sprężarki zwiększa swoją objętość i dociska drzwi do grodzi wodoszczelnej (6) (rys. 2.20b). W sytuacjach awaryjnych przewidziany jest dodatkowo docisk ręczny. Wszystkie elementy sterujące są umieszczone tak, aby zapewnić stały, swobodny do nich dostęp. Przewidziana jest również automatyczna sygnalizacja otwarcia/ zamknięcia drzwi. Drzwi zasuwane są korzystnym rozwiązaniem w ładowniach, w których brakuje przestrzeni na inne sposoby ich otwierania/ zamykania.

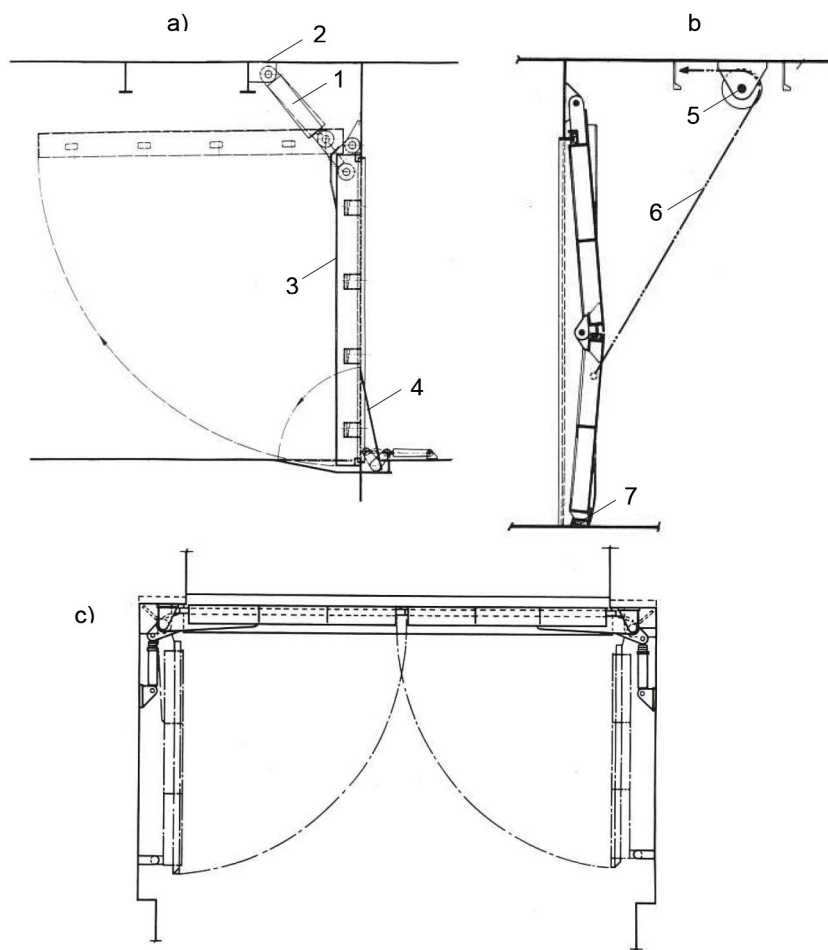


Rys. 2.20. Drzwi wodoszczelne zasuwane: a) widok drzwi w pozycji otwartej; b) uszczelka dociskająca drzwi wypełnioną sprężonym powietrzem – drzwi zamknięte; c) uszczelka nie dociska drzwi – drzwi otwarte (1 – siłownik, 2 – szyna, 3 – rolka, 4 – koło, 5 – uszczelka, 6 – gródz wodoszczelny)

Źródło: [15]

Na rysunku 2.21a przedstawiono klasyczne, jednoczęściowe, zawiasowe, wodoszczelne drzwi grodziowe, w pozycji otwartej schowane pod górnym pokładem. Otwieranie i zamykanie drzwi realizowane jest za pomocą siłownika hydraulicznego (1) zamocowanego do pokładu (2) i do górnej części drzwi (3). Gumowe uszczelnienie (niewidoczne na rysunku) w połączeniu z automatycznym systemem dociskania (ryglowania) zapewnia wodoszczelność drzwi w pozycji zamkniętej. Po otwarciu drzwi zamyka się obrotowa kłapa (4), która po opuszczeniu ułatwia wjazd do ładowni. W pozycji otwartej drzwi są dodatkowo zabezpieczone przed przypadkowym zamknięciem przez automatyczne rygle hydrauliczne. Z kolei na rysunku 2.21b zaprezentowano dwuczęściowe, wodoszczelne drzwi grodziowe, w pozycji otwartej schowane pod górnym pokładem. Operacja składania/ rozkładania drzwi realizowana jest za pomocą wciągarki obrotowej (5), na którą nawinięta jest lina stalowa (6). Uszczelnienie (7)

znajdujące się w dolnej części drzwi jest zaprojektowane tak, że pokład poniżej pozostaje płaski, inaczej niż w przypadku drzwi jednoczęściowych. Innym rozwiązaniem są drzwi wodoszczelne dwuskrzydłowe, otwierane na boki, pokazane na rysunku 2.21c.

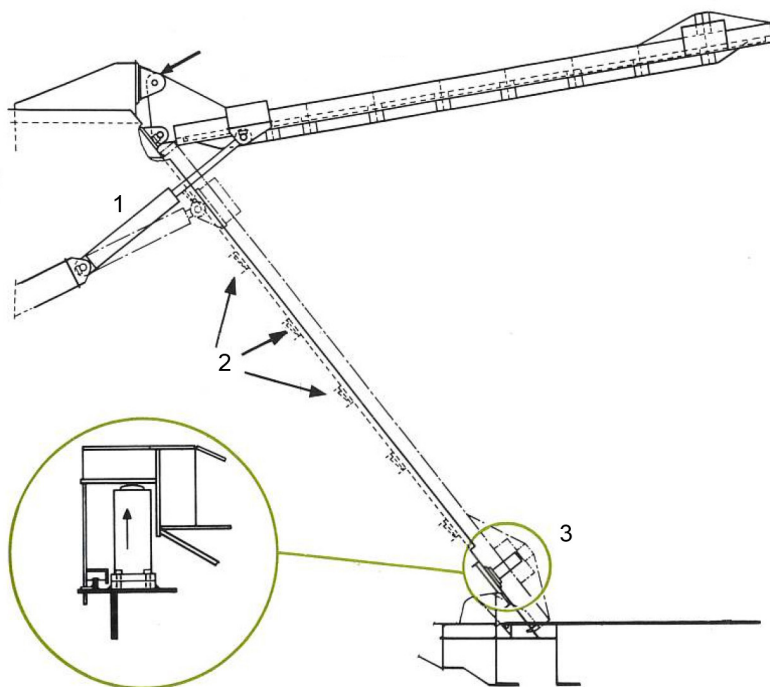


Rys. 2.21. Drzwi wodoszczelne zawiasowe: a) jednoczęściowe, w pozycji otwartej schowane pod pokładem górnym; b) dwuczęściowe, w pozycji otwartej schowane pod pokładem górnym; c) dwuskrzydłowe otwierane na boki (1 – siłownik hydrauliczny, 2 – pokład, 3 – drzwi wodoszczelne, 4 – obrotowa kłapa, 5 – wciągarka obrotowa, 6 – lina stalowa, 7 – uszczelnienie)

Źródło: [15]

Z kolei na rysunku 2.22 przedstawiono wodoszczelne drzwi grodziowe umożliwiające transport ładunków toczonych między wnętrzem statku a pokładem otwartym. Otwieranie i zamykanie drzwi realizuje się zdalnie za pomocą liniowych siłowników

hydraulicznych (1), umiejscowionych po prawej i lewej stronie w górnej części drzwi, możliwie blisko punktu obrotu. Wodoszczelność drzwi zapewniona jest przez gumowe uszczelnienie dociskane do ich obramowania za pomocą sterowanych zdalnie lub ręcznie rygli (2). Na trudne warunki pogodowe (niskie temperatury i oblodzenie) drzwi wyposażone są w dodatkowe siłowniki/ podnośniki do łamania lodu (3).

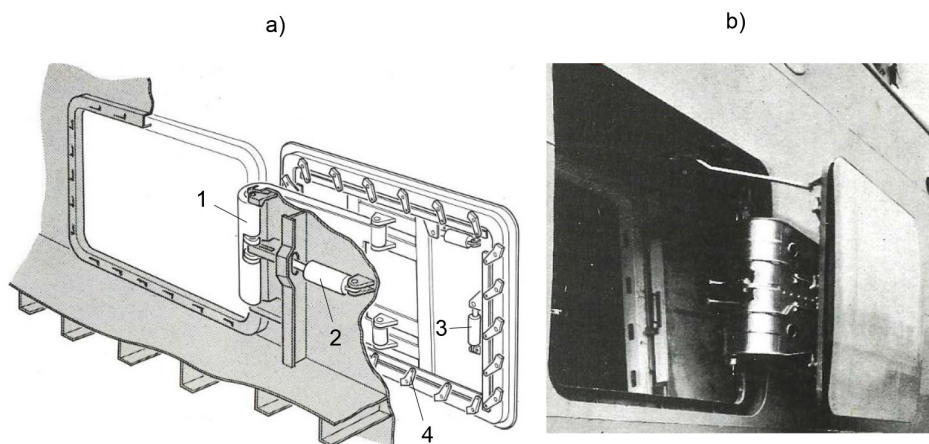


Rys. 2.22. Drzwi wodoszczelne na pokład otwarty (1 – siłownik hydrauliczny, 2 – rygile, 3 – siłownik/ podnośnik do łamania lodu)

Źródło: [15]

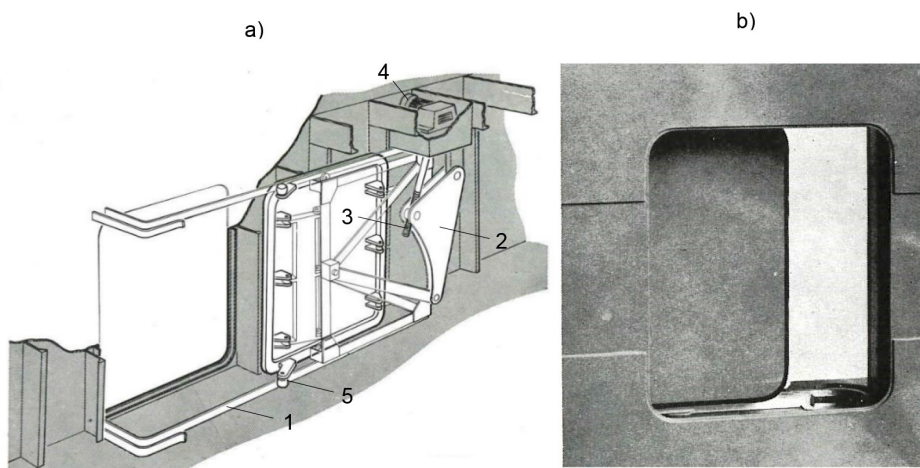
Pokazane na rysunku 2.23 drzwi wodoszczelne wahadłowe, boczne znajdują zastosowanie jako drzwi zarówno wewnętrzne, jak i zewnętrzne – kadłubowe. Ich ważną cechą jest stosunkowo mała przestrzeń, którą zajmują podczas otwierania, w porównaniu z normalnymi drzwiami wahadłowymi (podczas otwierania drzwi pozostają równoległe w stosunku do przestrzeni, którą zamykają). Jest to istotna zaleta, zwłaszcza w sytuacjach, kiedy dolna krawędź drzwi jest poniżej poziomu nabrzeża. Efekt ten, który pokazano na rysunku 2.23a, osiąga się za pomocą specjalnej konstrukcji zawiasu (ramienia) (1), przymocowanego jednym końcem do grodzi (w sąsiedztwie otworu), drugim zaś w dwóch miejscach znajdujących się na pionowej osi drzwi. Zatem drzwi te posiadają ruchomy punkt podparcia, którego położenie zmienia się na skutek ruchu

siłownika hydraulicznego (2), powodującego otwieranie lub zamykanie drzwi. Również sterowanie ryglami realizowane jest za pomocą siłowników hydraulicznych (3). Po zamknięciu drzwi rygle (4) dociskają je gumowym uszczelnieniem do powierzchni kadłuba, co zapewnia ich wodoszczelność.



Rys. 2.23. Drzwi wodoszczelne wahadłowe, boczne: a) mechanizmy zamykania/ otwierania i ryglowania; b) widok drzwi w położeniu otwartym (1 – zawias, 2 – siłownik hydrauliczny zamykania/ otwierania drzwi, 3 – siłownik hydrauliczny sterowania ryglami, 4 – rygiel)

Źródło: [15]



Rys. 2.24. Drzwi wodoszczelne otwierane do wewnątrz: a) mechanizmy zamykania/ otwierania i dociskania; b) widok drzwi częściowo otwartych (1 – rama przesuwna, 2 – ramię, 3 – podnośnik śrubowy, 4 – silnik elektryczny, 5 – rolka)

Źródło: [15]

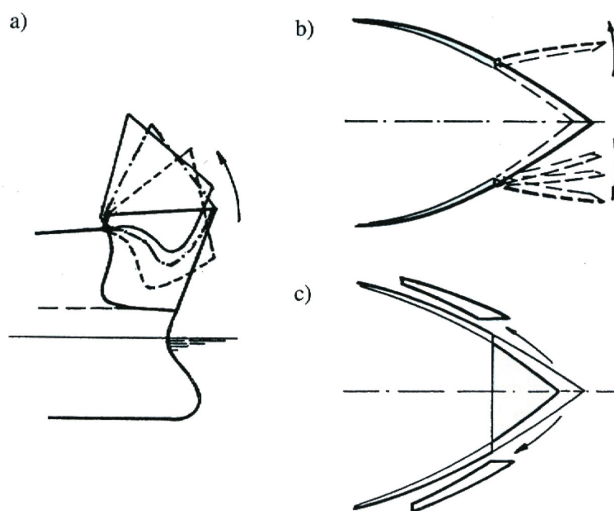
Drzwi tego typu mogą być także instalowane jako podwójne, dając tym samym większy dostęp, jeśli jest to konieczne. Drzwiami o mniejszych rozmiarach można manewrować ręcznie.

Drzwi wodoszczelne (rys. 2.24) przymocowane są do ramy przesuwnej (1), która jest połączona z ramieniem (2) napędzanym za pomocą podnośnika śrubowego (3) i silnika elektrycznego (4). W innych rozwiązaniach spotyka się również układy napędowe składające się z łańcucha i wciągarki hydraulicznej. Dzięki takiemu rozwiązaniu mechanizmu napędowego drzwi podczas otwierania/ zamykania przesuwają się wzdłuż wewnętrznej strony kadłuba, przez co nie zabierają dodatkowej przestrzeni, są proste i szybkie w obsłudze. Po wysunięciu drzwi ze schowka i ustawieniu ich w świetle otworu w kadłubie są one jednocześnie samoczynnie dociskane gumowym uszczelnieniem do obwodu otworu dzięki mimośrodowemu ruchowi rolek prowadzących (5).

2.3. Budowa i obsługa furt, ramp i wrót wodoszczelnych

2.3.1. Furty i rampy dziobowe

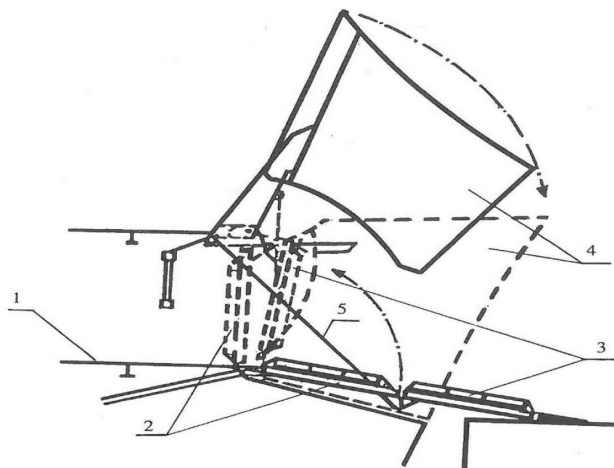
Furty dziobowe (rys. 2.25) ze względu na swoje kształty nie mogą służyć jako drogi komunikacyjne ani elementy doszczelniające. Zatem funkcje te muszą przejąć inne elementy statku. Są to umieszczone za furtą rampy komunikacyjne lub wrota wewnętrzne, których głównym zadaniem jest uszczelnienie wnętrza statku.



Rys. 2.25. Kierunki otwierania furt dziobowych: a) zawiasowo do góry; b) zawiasowo na boki; c) „równolegle” na boki

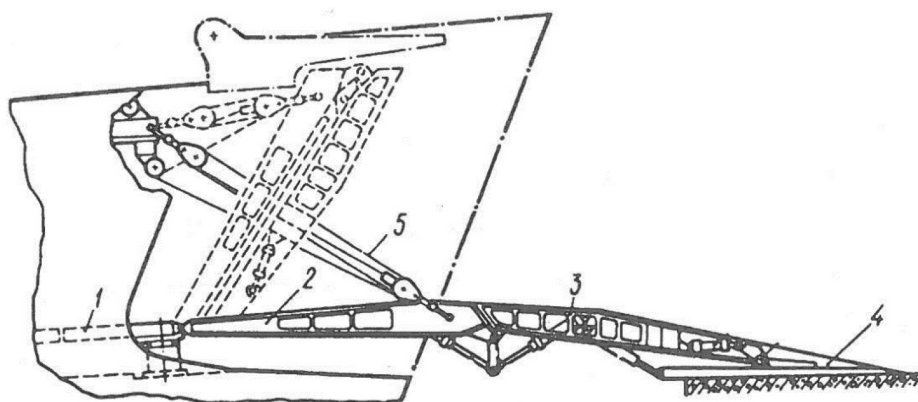
Źródło: [26]

Rozwiązanie konstrukcyjne, w którym drogę komunikacyjną stanowią wrota wewnętrzne wyposażone (w celu zwiększenia zasięgu) w dodatkowy, odchylany zawiasowo segment, pokazano na rysunku 2.26. Po położeniu wrót wodoszczelnych (2) i segmentu (3) uzyskuje się rampę sięgającą nabrzeża. Jeżeli jednak wrota wewnętrzne usytuowane są dalej od dziobu, wówczas pomiędzy furtą dziobową a wrotami wewnętrznymi instaluje się dodatkową rampę łączącą statek z nabrzeżem (rys. 2.27).



Rys. 2.26. Furta dziobowa otwierana do góry z wrotami wodoszczelnymi wyposażonymi w dodatkowy uchylony element (1 – pokład, 2 – wrota wodoszczelne, 3 – odchylany zawiasowo segment, 4 – furta dziobowa przytłoczona, 5 – talia rampy)

Źródło: [26]



Rys. 2.27. Rampa dziobowa trzysegmentowa (1 – obrotowa podstawa, 2 – segment główny, 3 – segment pośredni, 4 – segment końcowy, 5 – talia rampy)

Źródło: [26]

W rozwiązaniach przedstawionych na rysunkach 2.26 i 2.27 podnoszenie i opuszczanie ramp realizowane jest za pomocą systemów lin stalowych, w których często stosuje się talie zmniejszające wymagany uciąg elektrycznych lub hydraulicznych wciągarek obrotowych. Alternatywnie wykorzystywane są również bezpośrednie napędy siłownikami hydraulicznymi.

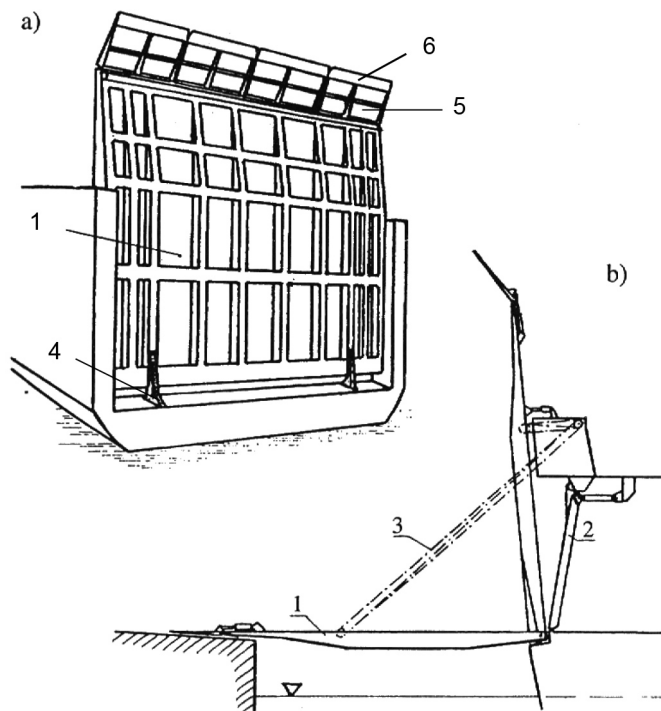
2.3.2. Rampy rufowe

Rufowe rampy przeładunkowe są najczęściej stosowane na statkach typu ro-ro. W zależności od możliwych położzeń roboczych rampy rufowe można podzielić na:

- ▶ proste – stosowane na mniejszych statkach ro-ro, promach pasażersko-samochodowych, samochodowych i kolejowych;
- ▶ skośne – stosowane na większych statkach ro-ro oraz na samochodowcach;
- ▶ obrotowe – stosowane na statkach zawijających do portów o ograniczeniach operacyjnych (np. brak możliwości cumowania stale tą samą burtą).

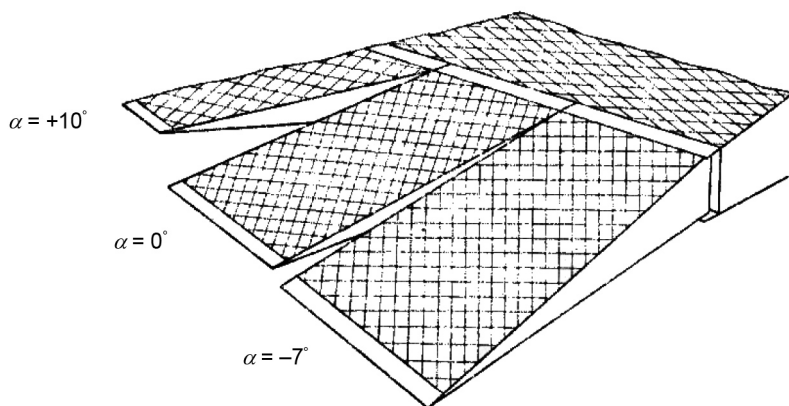
Rampy proste. W niektórych rozwiązaniach rampy proste są również elementem zamykającym otwór rufowy. W takim wypadku stosowanie dodatkowych wrót wewnętrznych nie jest konieczne. Rozwiązanie takie nie należy jednak do zbyt bezpiecznych, ponieważ w trakcie przeładunku rampa może zostać odkształcona, co spowoduje trudności z uszczelnieniem kadłuba.

Jeżeli rampa rufowa nie stanowi dostatecznie wytrzymałego i szczelnego zamknięcia, wówczas komunikacja z wnętrzem statku jest dodatkowo zabezpieczona wrotami otwieranymi na czas przeładunku. Przykład takiego rozwiązania pokazano na rysunku 2.28. Rampa (1) składa się ze stalowej płyty o grubości 14–18 mm, do której od dołu przyspawane są teowniki tworzące wraz z płytą konstrukcję wytrzymałościową rampy. Z kadłubem statku połączona jest za pomocą zawiasów (4), zwykle dwóch. Przenoszą one siły wywołane masą rampy i masą jej obciążenia na kadłub statku, który w tym miejscu musi być odpowiednio wzmocniony. Część rampy stykająca się z nabrzeżem nazywa się segmentem stykowym (5). Tolerancja ramp rufowych na przechył boczny wynosi 3–5°. Podczas przechyłu segment stykowy rampy nie miałby kontaktu z nabrzeżem na całej szerokości, co mogłoby spowodować trudności z wjazdem pojazdów z nabrzeża na rampę. Aby tego uniknąć, segment stykowy wyposażony jest w zamocowane zawiasowo końcówki palcowe (6) przedstawione na rysunku 2.29. Każda z nich ma szerokość 0,5–1 m i długość 0,6–1,2 m. Kończówki te umożliwiają odchylenie się segmentu stykowego rampy od płaszczyzny nabrzeża o kąt od +10° do –7°.



Rys. 2.28. Rampa rufowa prosta, jednosegmentowa, nieuszczelniająca otworu w rufie: a) widok rampy po zamknięciu; b) rampa po otwarciu i wewnętrzne wrota wodoszczelne (1 – rampa, 2 – wrota wodoszczelne, 3 – talia rampy, 4 – zawiasy, 5 – segment stykowy, 6 – końcówka palcowa)

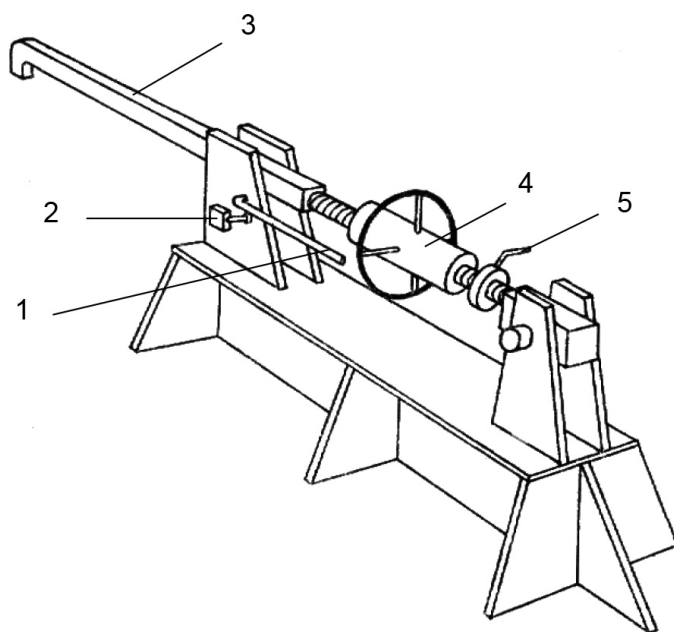
Źródło: [6]



Rys. 2.29. Końcówki palcowe segmentu stykowego rampy

Źródło: [27]

W położeniu podróznym rampy są blokowane za pomocą rygli sterowanych ręcznie, przy wykorzystaniu ściągarzy śrubowych (rys. 2.30), lub hydraulicznie. Rygle mają zabezpieczenia (5) przed przypadkowym zwolnieniem wskutek wibracji statku, są także wyposażone w wyłączniki krańcowe (2) uniemożliwiające uruchomienie napędu rampy przed jej odryglowaniem.



Rys. 2.30. Rygiel rampy sterowany ręcznie (1 – dźwignia unosząca rygiel, 2 – wyłącznik krańcowy, 3 – hak ryglujący, 4 – ściągarz śrubowy, 5 – zabezpieczenie ściągarza)

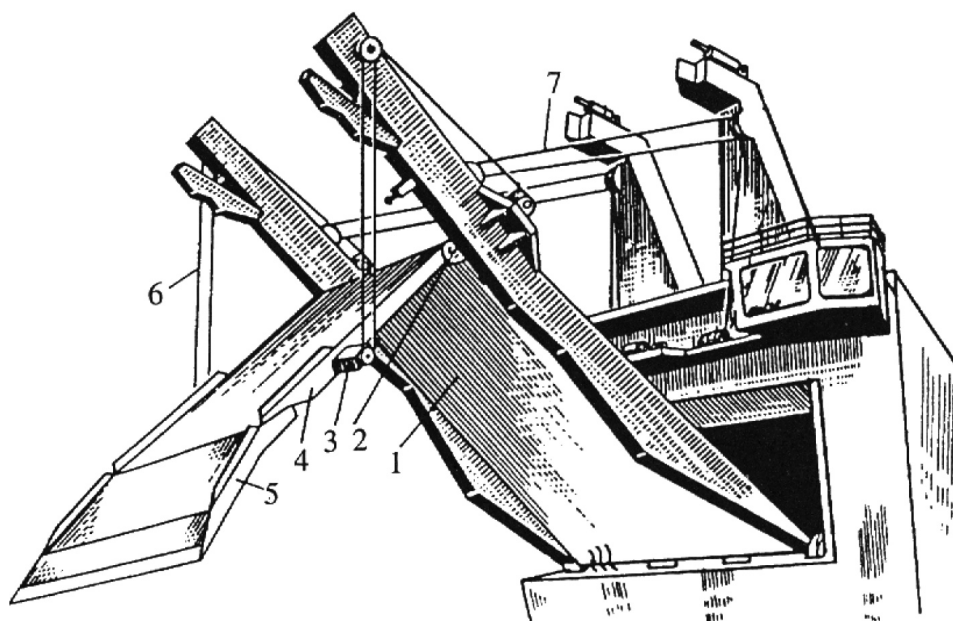
Źródło: [27]

Powierzchnia jezdna ramp jest wyposażona w zabezpieczenia przeciwpoślizgowe, np. w postaci przyspawanych płaskowników lub prętów o przekroju kołowym. Natomiast na jej bokach, po obu stronach, znajdują się krawężniki o wysokości 0,25–0,3 m i kształcie dostosowanym tak, żeby koło pojazdu ślizgało się wzdłuż krawężnika bez możliwości przejechania przez niego.

Do napędu ramp prostych stosuje się wciągarki obrotowe hydrauliczne, elektryczne lub bezpośredni napęd siłownikami hydraulicznymi.

Wadę statków z rampami rufowymi stanowi to, że mogą one cumować w portach wyłącznie rufami. Zwykle korzystają ze specjalnie przygotowanych dla nich przystani promowych.

Rampy skośne. Bardziej uniwersalne pod względem możliwości cumowania są statki z rampami skośnymi. Największe statki typu ro-ro wyposażone są najczęściej w rampy skośne stałe, montowane po prawej stronie rufy statku pod kątem $38\text{--}45^\circ$, z możliwością położenia ich na nabrzeżu podczas cumowania prawą burtą. Największe rampy tego typu mają udźwigi dochodzące do 500 t. Tym samym są one przystosowane do intensywnego, dwukierunkowego ruchu ciężkich pojazdów. Przykład takiej rampy pokazano na rysunku 2.31.



Rys. 2.31. Rampa rufowa skośna w trakcie opuszczania na nabrzeże (1 – segment główny, 2 – zawias, 3 – zaczep talii, 4 – segment pośredni, 5 – segment końcowy, 6 – talia segmentu pośredniego, 7 – talia segmentu głównego)

Źródło: [13]

Składa się ona z trzech połączonych zawiasami segmentów: głównego (1), pośredniego (4) i końcowego (5). Segment główny jest zamocowany do rufy statku również za pomocą zawiasów. W miejscu zamocowania ma on zwykle szerokość dwa razy większą od najmniejszej szerokości rampy. Następnie się zwęża i w miejscu połączenia z segmentem pośrednim ma szerokość równą najmniejszej szerokości rampy. Segment główny (1) jest podnoszony/ opuszczany tzw. talią główną (7). Z kolei do segmentu pośredniego (4) zamocowana jest osobna talia rozkładająca (6). Czasami zamiast talii stosuje się też dwie pary siłowników rozkładających. Zabezpieczenia układu hydrauliki (zawory bezpieczeństwa, zawory przelewowe) eliminują możliwość wystąpienia więk-

szego niż zakładany (2 t/m^2) nacisku na nabrzeże segmentu końcowego (5) podczas rozkładania rampy.

Przykładowe parametry dwóch ramp rufowych skośnych zostały przedstawione w tabeli 2.1.

Tab. 2.1. Przykładowe parametry ramp rufowych skośnych

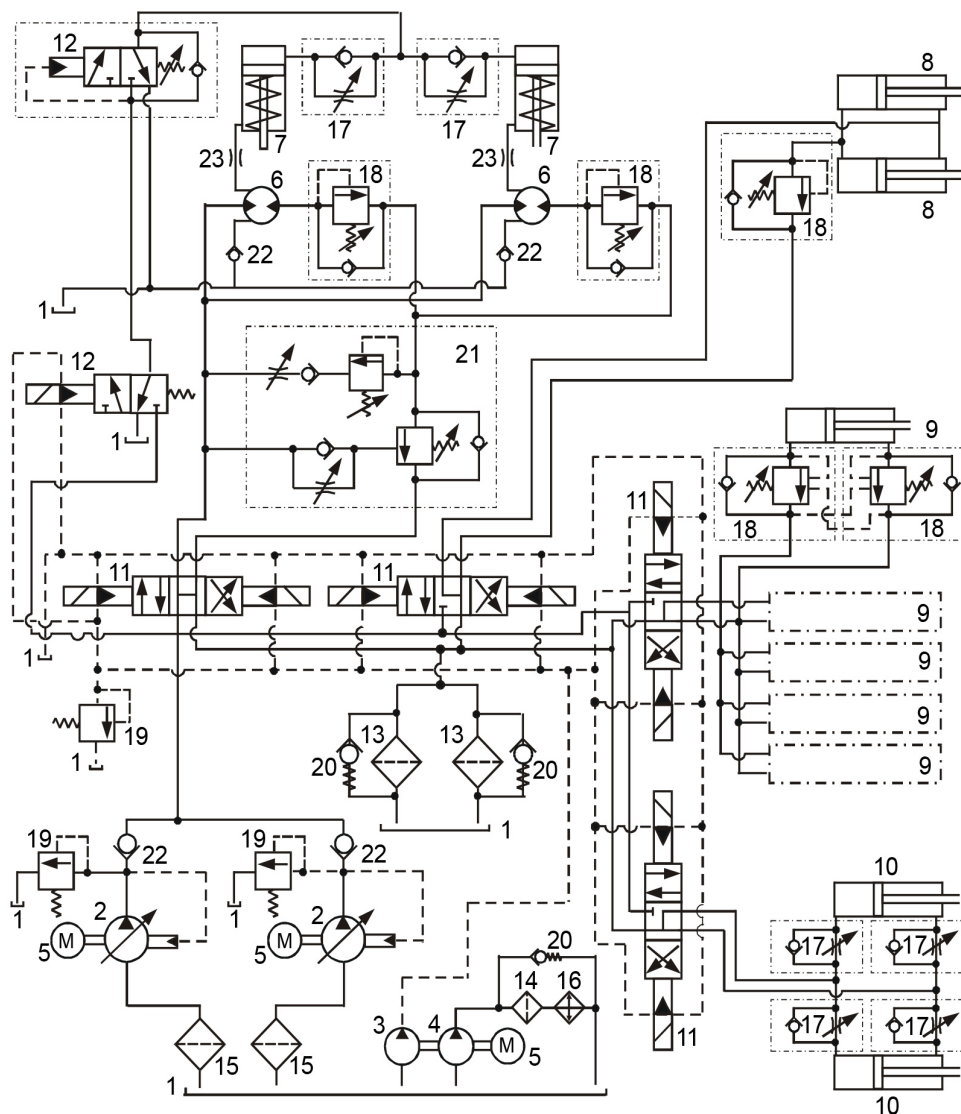
Długość całkowita [m]	Szerokość drogi [m]	Kąt wychylenia rampy [°]	Nośność [t]	Nacisk na nabrzeże [t/m^2]
38	8–16	35	250	2
50	12–24	36	400	2

Źródło: [15]

Na napęd skośnych ramp rufowych składają się następujące mechanizmy:

- ▶ pompy hydrauliczne napędzane silnikami elektrycznymi;
- ▶ wciągarki główne (hydrauliczne lub elektryczne) napędzające talię główną;
- ▶ wciągarki rozkładające (hydrauliczne lub elektryczne) napędzające talię rozkładającą;
- ▶ siłowniki rozkładające;
- ▶ siłowniki wypychające, zamocowane do kadłuba statku (zwykle teleskopowe), służące do wypchnięcia rampy z położenia podróznego (5° od pionu do wnętrza statku) do położenia, od którego rozpoczyna się grawitacyjne opuszczanie rampy, tj. około 17° od pionu na zewnątrz statku;
- ▶ siłowniki przegubowe zamocowane do segmentu głównego, służące do zachowania wymaganego kąta pomiędzy segmentami głównym i pośrednim.

Przykład napędu hydraulicznego rampy rufowej skośnej pokazano na rysunku 2.32. Układ hydrauliczny zasilają pompy główne (2) o regulowanej wydajności. Podnoszenie i opuszczanie rampy odbywa się za pomocą wciągarek linowych napędzanych silnikami hydraulicznymi (6). Są to silniki o stałej chłonności, zatem prędkość ich obrotu, a co za tym idzie prędkość podnoszenia lub opuszczania rampy, zależy od wydajności pomp głównych (2).



Rys. 2.32. Napęd hydrauliczny rampy rufowej (1 – zbiornik oleju, 2 – pompa główna, 3 – pompa pomocnicza oleju sterującego, 4 – pompa pomocnicza obiegu filtrowania i chłodzenia, 5 – silnik elektryczny, 6 – silnik hydrauliczny wciągarki linowej rampy, 7 – siłownik hamulca, 8 – siłownik chwytający, 9 – siłownik ryglujący, 10 – siłownik końcówki rampy, 11 – rozdzielacz, 12 – rozdzielacz hamulców, 13 – filtr sphywowy, 14 – niezależny filtr oleju, 15 – filtr ssawny oleju, 16 – chłodnica oleju, 17 – zawór zwrotno-dławiący, 18 – blok hamowania silnika/siłownika, 19 – zawór bezpieczeństwa, 20 – zawór zwrotny obciążony, 21 – blok zabezpieczenia wciągarki linowej, 22 – zawór zwrotny, 23 – dławik)

Źródło: [8]

Silniki hydrauliczne (6) zasilane są poprzez czterodrogowy, trójpołożeniowy rozdzielacz (11) sterowany hydraulicznie lub elektrycznie. Trzy inne rozdzielacze tego samego rodzaju sterują dopływem/ odpływem oleju do/z następujących siłowników tłokowych: chwytania i zamykania rampy (8), ryglowania i dociskania rampy do uszczelki (9) oraz segmentu końcowego rampy (10). Z elementów wykonawczych olej roboczy wraca do zbiornika (1) poprzez filtry spływowe (13). Silniki hydrauliczne (6) wciągarek linowych wyposażone są w hamulce (7), które blokują ruch wciągarki w zadanym położeniu. Hamulce wciągarek zasilane są olejem przez dwupołożeniowe, trójdrogowe, sterowane hydraulicznie rozdzielacze (12), natomiast zawory zwrotno-dławiące (17) opóźniają zwolnienie hamulców w stosunku do ruchu silników. Blok zaworowy (21) zabezpiecza przed samoistnym opadaniem rampy podczas jej dopychania i ryglowania. W układzie hydraulicznym znajdują się również dwie pompy pomocnicze. Są to pompy śrubowe o stałej wydajności i niezmiennym kierunku tłoczenia. Pierwsza pompa (3) zasilą olejem obwody sterowania, natomiast pompa w niezależnym obwodzie (4) transportuje olej ze zbiornika (1) poprzez filtr (14) i chłodnicę (16) z powrotem do zbiornika. Przed nadmiernym wzrostem ciśnienia zabezpieczają zawory bezpieczeństwa (19).

W układzie napędu i sterowania ruchem skośnych ramp rufowych występują następujące zabezpieczenia:

- ▶ niski poziom oleju hydraulicznego w zbiorniku – uruchomienie sygnalizacji alarmowej i zatrzymanie ruchu rampy;
- ▶ krańcowe położenie wciągarki talii rozkładającej – zatrzymanie ruchu rampy;
- ▶ blokada otwartych drzwi wodoszczelnych – brak możliwości podnoszenia rampy, dopóki drzwi wodoszczelne nie zostaną zamknięte i zaryglowane;
- ▶ rampa zaryglowana – brak możliwości uruchomienia napędu rampy;
- ▶ nabrzeże za wysoko/ za nisko – uruchomienie sygnalizacji alarmowej;
- ▶ czujnik kąta pomiędzy płaszczyznami segmentów głównego i pośredniego (rampa jest skonstruowana tak, że pomiędzy płaszczyznami segmentów głównego i pośredniego nie powinien wystąpić kąt „ujemny”) – przy kącie równym zero zadziałanie siłowników przegubowych i zwiększenie kąta pomiędzy segmentami rampy.

Rampy obrotowe. Najbardziej uniwersalne pod względem możliwości cumowania są rampy obrotowe. Występują one w dwóch wersjach: odchylane tylko w prawo (rampy półobrotowe) lub odchylane w obie strony w zakresie kątów 30–40° od osi symetrii statku. W przypadku tych ostatnich możliwe jest cumowanie dowolnymi burkami do nabrzeży portowych.

Rampy obrotowe są składane i rozkładane podobnie jak rampy skośne, mają także podobne zabezpieczenia. Jednak ze względu na wysoką cenę i stosunkowo małą

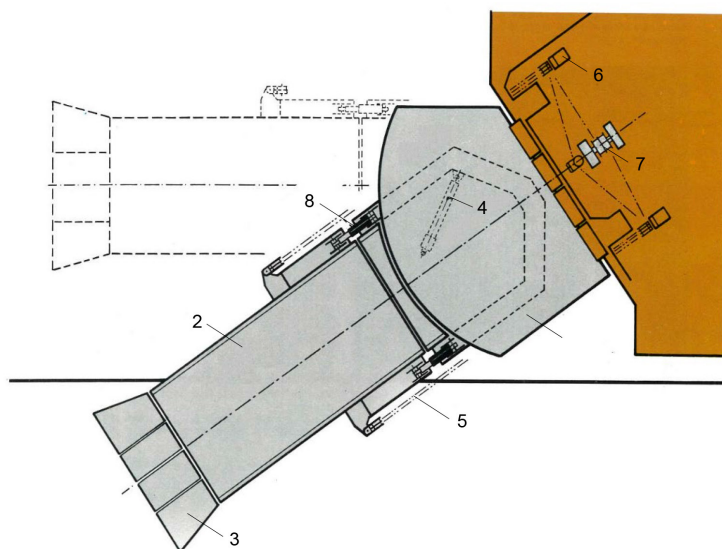
szerokość drogi jezdnej są rzadko stosowane na statkach, a jeśli już są stosowane, to głównie na tych statkach, które nie mają stałych tras, a tym samym nie mają swoich stałych miejsc postojowych w portach.

W porównaniu z rampami skośnymi rampy półobrotowe charakteryzują się mniejszymi wymiarami i nośnością (tab. 2.2) i dlatego służą głównie do załadunku pojazdów bez obciążenia oraz drobnicy za pomocą wózków widłowych. Budowę i zakres ruchów rampy półobrotowej przedstawiono na rysunku 2.33. Rampa składa się z dwóch segmentów i końcówki palcowej. Segment główny (1) może się poruszać tylko w kierunku pionowym i stanowi wodoszczelne zamknięcie rufy statku. Obrót segmentu pośredniego (2) odbywa się za pomocą siłownika hydraulicznego (4). Podnoszenie i opuszczanie rampy odbywa się za pomocą lin stalowych połączonych w talie (5) mocowane do masztów (6) i wciągarki obrotowej (7). Po położeniu na nabrzeżu rampa ta służy jako rampa skośna. Pomiędzy segmentami rampy widoczne są siłowniki przegubowe (8).

Tab. 2.2. Przykładowe parametry rampy półobrotowej

Długość całkowita [m]	Szerokość drogi [m]	Kąt wychYLENIA rampy [°]	Nośność [t]	Nacisk na nabrzeże [t/m ²]
18	4	30	10	2

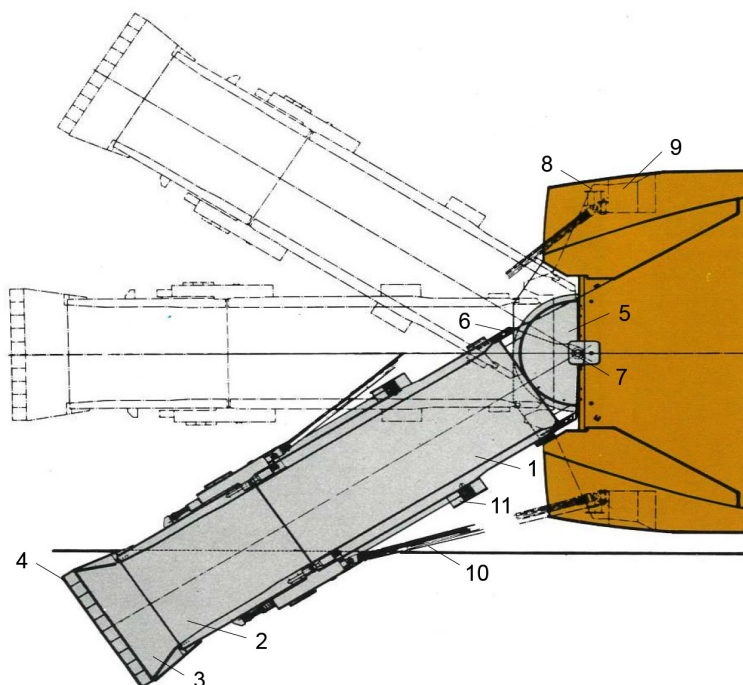
Źródło: opracowanie własne na podstawie [15]



Rys. 2.33. Rampa półobrotowa (1 – segment główny, 2 – segment pośredni, 3 – segment końcowy, 4 – siłownik zmiany kąta odchylenia rampy, 5 – liny stalowe połączone w talie, 6 – maszt, 7 – wciągarka obrotowa, 8 – siłowniki przegubowe)

Źródło: opracowanie własne na podstawie [15]

Przykładowe rozwiązanie rampy obrotowej odchylanej w obie strony przedstawiono na rysunku 2.34, a jej główne parametry w tabeli 2.3. Rampa ta składa się z trzech segmentów i obrotowej podstawy. Segment główny (1) rampy przymocowany jest do obrotowej podstawy (5) za pomocą zawiasów (6). Z kolei obrotowa podstawa połączona jest z kadłubem statku sworznem (7), który porusza się w pierścieniu ślizgowym.



Rys. 2.34. Rampa obrotowa odchylana w obie strony (1 – segment główny, 2 – segment pośredni, 3 – segment końcowy, 4 – końcówka palcowa, 5 – obrotowa podstawa, 6 – zawias segmentu głównego, 7 – sworzeń, 8 – wciągarka obrotowa, 9 – maszt, 10 – liny stalowe połączone w talie, 11 – wciągarka rozkładająca)

Źródło: opracowanie własne na podstawie [15]

Tab. 2.3. Przykładowe parametry rampy obrotowej

Długość całkowita [m]	Szerokość drogi [m]	Kąt wychylenia rampy [°]	Nośność [t]	Nacisk na nabrzeże [t/m ²]
35	7	33	160	2

Źródło: opracowanie własne na podstawie [15]

Talie główne (10) rampy są mocowane do masztów (9) znajdujących się na obu burtach statku. Obrót rampy jest realizowany za pomocą tych samych dwóch wcią-

garek obrotowych (8), które służą do podnoszenia/ opuszczania rampy. Skracanie jednej talii i luzowanie drugiej powoduje obrót rampy w kierunku talii skracanej. Wciągarki rozkładające (11) zwykle umieszczone są na segmencie głównym rampy. Pozwala to uniknąć problemów związanych z synchronizacją pracy wciągarek głównych i rozkładających przy zmianie kąta pomiędzy osią rampy a płaszczyzną symetrii statku, które wystąpiłyby w przypadku umieszczenia wciągarek rozkładających na pokładzie.

Manewrowanie rampami. Opuszczanie, podnoszenie, składanie, rozkładanie i obrót ramp można realizować automatycznie lub ręcznie ze stanowiska, którego umiejscowienie zapewnia operatorowi dobrą widoczność rampy podczas zmiany jej położenia. Wcześniej należy sprawdzić poziom oleju hydraulicznego w zbiorniku znajdującym się w centralnej stacji zasilającej układy hydrauliczne ramp. Zwykle, po uprzednim załączeniu pomp hydraulicznych i odryglowaniu rampy, sekwencja otwierania/ zamykania skośnej rampy rufowej (patrz rys. 2.31) następuje automatycznie, za pomocą jednego sterownika, który przy wychyleniu w kierunku „opuszczanie” inicjuje cykl kolejnych czynności:

- ▶ zwolnienie hamulców wciągarek głównych;
- ▶ wypchnięcie siłowników przegubowych;
- ▶ wypchnięcie rampy przez siłowniki wypychające – rampa przechodzi przez pion i po osiągnięciu położenia około 17° od pionu na zewnątrz statku opada pod własnym ciężarem, a po uzyskaniu przez segment główny kąta 35° względem pionu jego ruch opuszczania zostaje samoczynnie zatrzymany;
- ▶ wciągarki talii rozkładającej rozkładają („wyprostowują”) rampę, a wciągarki główne opuszczają całość;
- ▶ manewr opuszczania/ prostowania rampy jest kontynuowany aż do momentu, w którym płaszczyzny jezdne segmentu głównego i pośredniego pokryją się – rampa jest prosta, uruchamiają się czujniki kąta segmentów rampy;
- ▶ po oparciu rampy o nabrzeże na sterowniku powinny się świecić lampki: „normalna strefa pracy”, „rampa odryglowana”, „pompy załączone” – można wtedy przystąpić do otwierania wrót wodoszczelnych.

Z kolei wychylenie sterownika w kierunku „podnoszenie”, po wcześniejszym zamknięciu i zaryglowaniu wrót wodoszczelnych, inicjuje następującą sekwencję czynności:

- ▶ unoszenie rampy za pomocą wciągarek głównych;
- ▶ ruch powrotny („chowanie się”) siłowników przegubowych;
- ▶ po dojściu rampy do kąta 35° na zewnątrz od pionu segment pośredni, składający się pod własnym ciężarem, przyjmuje położenie pionowe, a od kąta 17° zaczyna się ruch powrotny („wciskanie”) siłowników wypychających, umożliwiającą łagodne dojście rampy do zderzaków;

- ▶ po dojściu rampy do zderzaków wyłączniki krańcowe zatrzymują wciągarki główne, zapala się lampka „rampa w położeniu podróznym”.

Na koniec należy rampę zaryglować i wyłączyć zasilanie stanowiska manewrowego.

Przykładowe stanowisko sterowania rampą rufową na promie pasażersko-samochodowym przedstawiono na rysunku 2.35. W celu otwarcia rampy należy wykonać następujące czynności:

- ▶ za pomocą kluczyka włączyć zasilanie – przełącznik MAIN SWITCH przełączyć w pozycję ON;
- ▶ używając przycisku LAMP TEST/ALARM RESET, sprawdzić, czy działają wszystkie lampki kontrolne;
- ▶ za pomocą przycisku PUMP START/STOP uruchomić pompę hydrauliki rampy – świecąca lampka kontrolna przycisku potwierdza uruchomienie pompy;
- ▶ wychylić sterownik manewrowania rampą MANOEUVRE w kierunku OPEN i przytrzymać w tej pozycji aż do momentu całkowitego otwarcia rampy;
- ▶ po położeniu rampy na nabrzeżu uruchomić za pomocą przycisku FLOAT swobodny przepływ oleju w siłownikach, po to by rampa samoczynnie się unosiła lub opadała podczas przeładunku (zmian zanurzenia statku);
- ▶ wyłączyć pompę przyciskiem PUMP START/STOP;
- ▶ wyłączyć zasilanie stanowiska manewrowego – przełącznik MAIN SWITCH przełączyć w pozycję OFF i wyjąć kluczyk.

Z kolei zamknięcie rampy pociąga za sobą następującą sekwencję czynności:

- ▶ za pomocą kluczyka włączyć zasilanie (przełącznik MAIN SWITCH przełączyć w pozycję ON) i sprawdzić, czy działają wszystkie lampki kontrolne (LAMP TEST/ALARM RESET);
- ▶ uruchomić pompę hydrauliki rampy (POMP START/STOP);
- ▶ wyłączyć swobodny przepływ oleju w siłownikach (FLOAT);
- ▶ wychylić sterownik manewrowania rampą MANOEUVRE w kierunku CLOSE i przytrzymać w tej pozycji aż do momentu całkowitego zamknięcia rampy – lampka kontrolna CLOSED & CLEATED powinna świecić, co wskazuje na to, że rampa jest zamknięta i zaryglowana;
- ▶ wyłączyć pompę hydrauliki rampy (PUMP START/STOP);
- ▶ wyłączyć zasilanie stanowiska manewrowego – przełącznik MAIN SWITCH przełączyć w pozycję OFF – i wyjąć kluczyk.



Rys. 2.35. Widok stanowiska sterowania rampą rufową

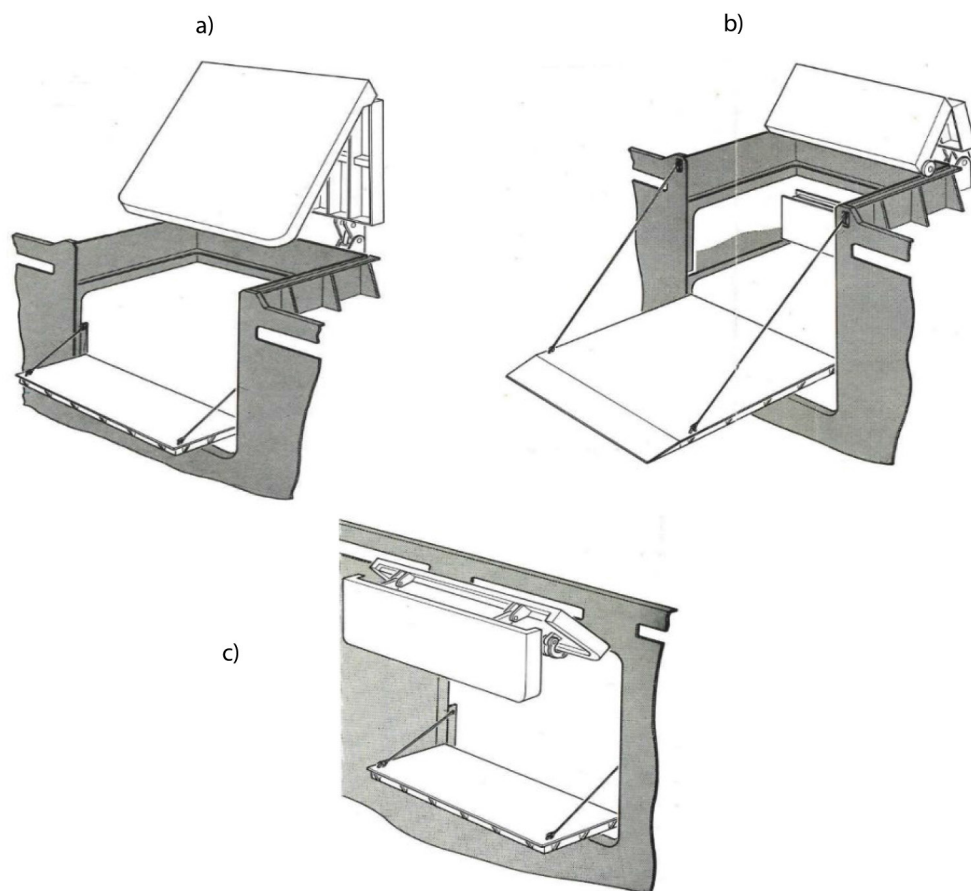
Źródło: opracowanie własne – prom pasażersko-samochodowy Stena Line

2.3.3. Furty i rampy burtowe

Burtowe otwory przeładunkowe zaczęto wprowadzać coraz powszechniej na statkach typu ro-ro w latach osiemdziesiątych ubiegłego wieku. Statki wyposażone w burtowe otwory przeładunkowe muszą jednak cumować do nabrzeża wyłącznie tą samą burtą (podobnie jak statki z rampą skośną). Rozwiązanie to jest najczęściej stosowane na statkach przewożących zjednostkowane produkty przemysłu tartaczego i celulozowo-papierniczego (tzw. paletowce, pakietowce), a także na samochodowcach. Duże statki tego typu mają często po kilka burtowych otworów przeładunkowych oraz otwór rufowy lub rufowy i dziobowy, co pozwala na dużą elastyczność operacji przeładunkowych, a co za tym idzie – umożliwia duże tempo przeładunku. Burtowe otwory przeładunkowe zamykane są furtami. Rodzaje furt burtowych pokazano na rysunku 2.36.

W przypadku samochodowców za furtami umieszczone są rampy dla pojazdów bądź też furta burtowa po opuszczeniu jej do pozycji poziomej pełni funkcję rampy ładunkowej. Rozwiązanie takie przedstawiono na rysunku 2.37. Dół rampy przemieszczany jest w pionie, dzięki czemu przeładunek może objąć kilka pokładów (na rysunku pokazano dwa z nich, oznaczone jako PKŁ 5 i PKŁ 6). Umożliwia to korzystanie z rampy

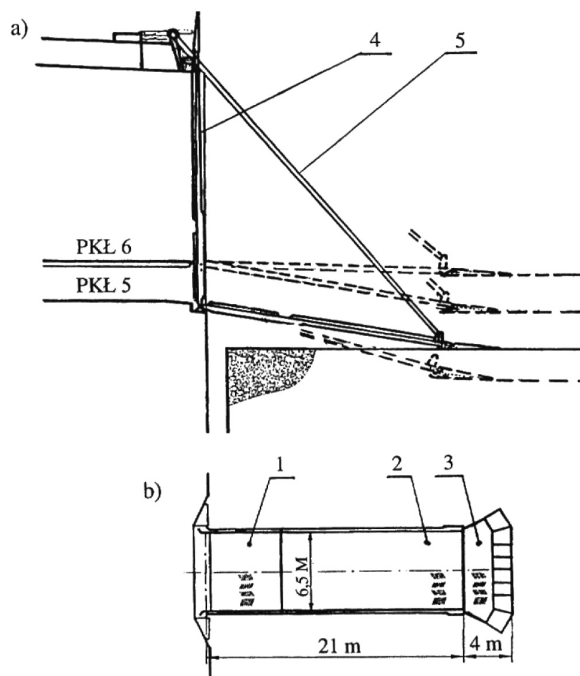
w różnych położeniach statku względem nabrzeża, co zaprezentowano na rys. 2.37a. Po zakończonym przeładunku i podniesieniu rampy do położenia spoczynkowego (na czas podróży morskiej) zamyka ona i uszczelnia otwór w burcie.



Rys. 2.36. Rodzaje furt burtowych: a) podnoszona do góry; b) otwierana w dół – po otwarciu pełni funkcję rampy; c) dzielona na dwie części otwierane do góry

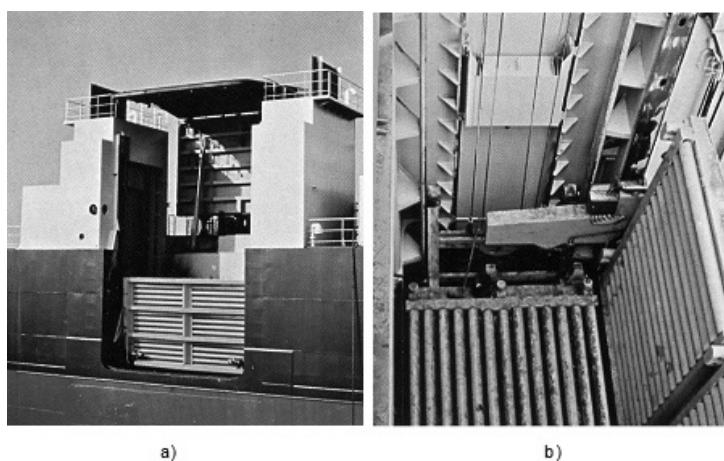
Źródło: opracowanie własne na podstawie [15]

Na paletowcach i pakietowcach furty burtowe są zwykle podnoszone do góry. Zaraz za nimi znajdują się szyby dźwigów przemieszczających ładunki na poszczególne pokłady statku. Dowożenie ładunków do dźwigów oraz rozwożenie ich i układanie w ładowniach realizuje się przy użyciu sprzętu zmechanizowanego (np. wózków widłowych). Widok dźwigu ładunkowego wyposażonego w przenośnik rolkowy przedstawiono na rysunku 2.38.



Rys. 2.37. Furta burtowa samochodowca, po opuszczeniu pełniąc funkcję rampy:
a) widok z boku; b) widok z góry (1 – główny segment furty, 2 – segment pośredni, 3 – segment końcowy, 4 – prowadnice dolnych zawiasów furty, 5 – talia do opuszczania/ podnoszenia furty)

Źródło: [26]



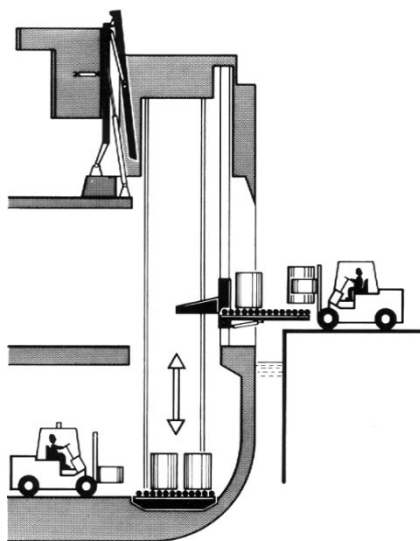
Rys. 2.38. Dźwig ładunkowy wyposażony w przenośnik rolkowy: a) widok z zewnątrz; b) widok wnętrza

Źródło: [15]

Dźwig ładunkowy (według PRS – dźwig ładunkowy lekki) składa się z pionowych prowadnic, w których osadzona jest klatka, oraz urządzeń sterowniczych i zabezpieczających. Napęd klatki jest linowy i odbywa się za pomocą mechanizmu podnoszenia/opuszczania, którym jest wciągarka elektryczna lub hydrauliczna.

Dźwig ładunkowy może być sterowany ręcznie lub pracować w systemie pracy automatycznej. Do pracy automatycznej należy urządzenie odpowiednio zaprogramować. Polega to na wyborze rodzaju przeładunku (załadunek lub wyładunek) oraz poziomów, między którymi będzie się on odbywał. Z chwilą, gdy ładunek znajdzie się na przenośniku rolkowym, uruchomi się on automatycznie i przemieści ładunek na podest dźwigu. Wówczas transporter rolkowy zostanie zatrzymany i złożony do pozycji pionowej (rys. 2.38a), a podest dźwigu wraz z umieszczonym na nim ładunkiem przemieści się na zaprogramowany poziom. Po zatrzymaniu się dźwigu na żądanym poziomie ponownie zostanie uruchomiony transporter rolkowy, ładunek zostanie wysunięty z wnętrza dźwigu, zabrany przez wózek widłowy i przetransportowany na wyznaczone miejsce w ładowni.

Sposób przeładunku towarów poprzez otwór burtowy z użyciem dźwigu ładunkowego i wózka widłowego przedstawiono na rysunku 2.39.



Rys. 2.39. Przeładunek statku wyposażonego w furty burtowe i dźwigi ładunkowe

Źródło: [15]

Statki poziomego ładowania są najczęściej projektowane i budowane z przeznaczeniem do obsługi konkretnych portów i transportu określonych ładunków. Wymaga się od nich dużego tempa przeładunku, co z kolei wymusza jednoczesne zastosowa-

nie różnych rozwiązań urządzeń dostępu (rufowych, dziobowych i burtowych otworów przeładunkowych oraz systemów komunikacji wewnętrznej). Należy również nadmienić, że wielkość otworów przeładunkowych w kadłubach statków jest wynikiem kompromisu uwzględniającego uwarunkowania wytrzymałościowe i oczekiwaną przepustowość pojazdów.

2.4. Budowa i obsługa platform ładunkowych oraz ramp wewnętrznych

2.4.1. Platformy ładunkowe

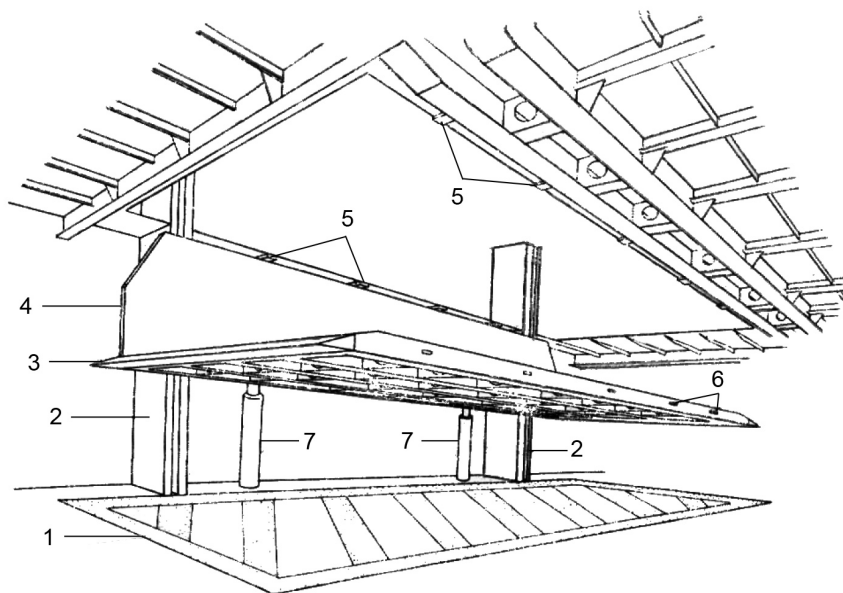
Do transportu większych i cięższych jednostek ładunkowych między pokładami statku służą platformy ładunkowe. Są to konstrukcje płaskie o wymiarach większych niż 13×3 m i udźwigu wynoszącym minimum 40 t, a na promach kolejowych nawet 500–600 t. Wzajemne dopasowanie płaszczyzn pokładu i platformy powinno być w granicach $\pm 2,5$ mm, natomiast odstęp pomiędzy krawędziami pokładu i platformy powinien wynosić 10–20 mm ze wszystkich stron. Prędkość podnoszenia i opuszczania ładunku wynosi 5,25–5,6 m/min. Platformy mogą pracować przy przechyle statku do 2° na dowolną burtę i przegłębieniu również do 2° . Umieszcza się je parami po przeciwnych burtach statku.

Platformy ładunkowe można podzielić:

- ▶ ze względu na sposób przeniesienia napędu – na platformy z bezpośrednim napędem siłownikami hydraulicznymi i platformy z pośrednim napędem linami lub łańcuchami;
- ▶ ze względu na liczbę obsługiwanych poziomów ładunkowych – na platformy jednopoziomowe i platformy dwupoziomowe.

Do platform jednopoziomowych z bezpośrednim napędem zalicza się platformy typu „L” oraz nożycowe, przedstawione odpowiednio na rysunkach 2.40 i 2.41.

Do pionowej ściany nośnej (4) platformy typu „L” (rys. 2.40) zamocowane są prowadnice (2), w których znajdują się rolki prowadzące, uniemożliwiające przechylenie się platformy pod obciążeniem oraz stabilizujące jej ruch w pionie. Rolki te są zwykle rozłożone parami – po jednej parze rolek na każdej prowadnicy u dołu platformy i po jednej parze u góry. Należy zwracać szczególną uwagę na smarowanie łożysk rolek prowadzących, gdyż podczas przeładunku za pomocą platformy są one obciążone bardzo dużymi siłami. Przykładowo dla platformy o udźwigu 40 t przy opuszczaniu lub podnoszeniu unosu o masie równej udźwigowi w każdej z par rolek występują obciążenia wynoszące około 350 kN. Siły te poprzez prowadnice przenoszone są na kadłub statku.



Rys. 2.40. Platforma ładunkowa typu „L” (1 – zamalowany pokład pod platformą, 2 – prowadnice, 3 – platforma, 4 – pionowa część platformy, 5 – rygle, 6 – otwory na rygle w platformie, 7 – siłowniki hydrauliczne)

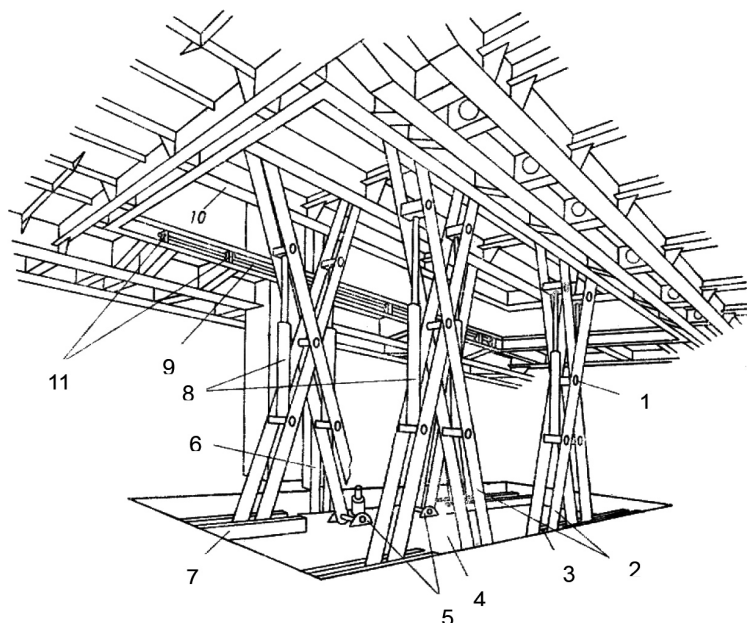
Źródło: [27]

Napęd platformy stanowią siłowniki hydrauliczne (7), których skok jest równy wysokości podnoszenia platformy, a ta może wynosić nawet około 6 m. Ze względu na konieczność zachowania odpowiedniej sztywności w konstrukcjach tego typu w zasadzie nie stosuje się siłowników teleskopowych. Zastosowanie siłowników o dużym skoku, pracujących przy ciśnieniu roboczym oleju hydraulicznego wynoszącym około 22 MPa, wymusza ich bardzo dokładne wykonanie oraz podnosi koszt. W czasie przerw w pracy należy zawsze opuszczać platformę, aby chronić powierzchnie nurników przed korozją.

Platforma w położeniu górnym blokowana jest za pomocą rygli (5), również napędzanych siłownikami hydraulicznymi. Stosuje się rozwiązania z jednym centralnym siłownikiem z każdej strony platformy poruszającym rygle poprzez system dźwigni lub też każdy z rygli może mieć indywidualny siłownik. Uruchomienie platformy na ruch w dół powoduje najpierw lekkie jej uniesienie w celu usunięcia rygli, a następnie opuszczenie. Dopóki rygle nie zostaną usunięte, mechanizm napędu platformy nie zadziała.

W systemie zabezpieczeń znajdują się też składane ręcznie lub hydraulicznie bariery służące do ogrodzenia luku platformy oraz zaporę typu kolejowego uniemożliwiające wjazd pojazdów, dopóki platforma nie jest zaryglowana.

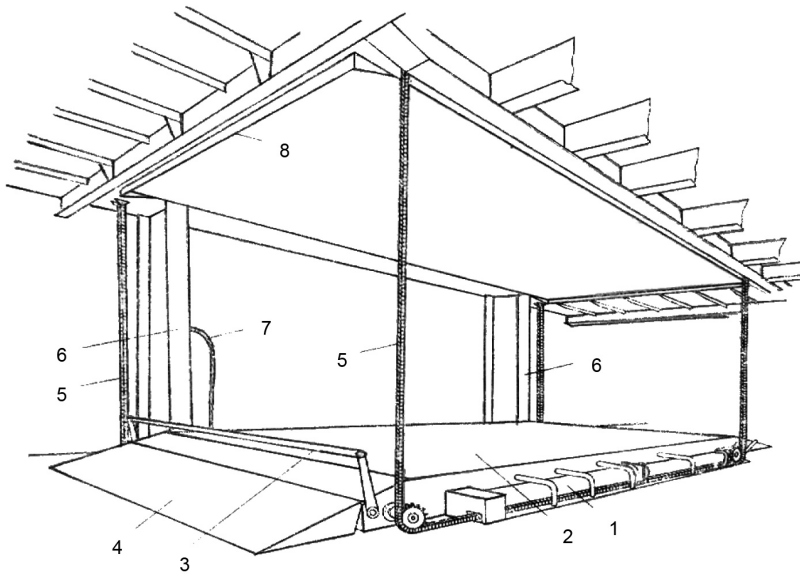
Inną konstrukcją platformy z napędem bezpośrednim jest platforma nożycowa (rys. 2.41). Może ona obsługiwać dwa lub trzy pokłady. W najniższym z nich znajduje się zagłębienie (4), w którym składają się dźwignie nożycowe (2) i siłowniki robocze (8). W pozycji złożonej poziom platformy jest równy z poziomem pokładu. Po uruchomieniu pomp hydraulicznych i ustawieniu sterownika w pozycji „w górę” olej hydrauliczny zostaje najpierw doprowadzony do siłowników wstępnego wypchnięcia platformy (3), a następnie do siłowników roboczych (8). Siłowniki wstępnego wypchnięcia unoszą platformę (10) na wysokość 0,4–0,5 m. Jednocześnie zmienia się kąt pomiędzy siłownikami roboczymi (8) a dźwigniami nożyc (2) (początkowo są one ułożone równolegle w stosunku do dźwigni nożyc) do takiej wartości, przy której możliwe są zadziałanie siłowników roboczych i ruch platformy w górę. Po osiągnięciu wymaganego poziomu zostanie ona zatrzymana i zablokowana za pomocą rygli (11).



Rys. 2.41. Budowa platformy nożycowej (1 – sworznię zawiasu nożyc, 2 – dźwignie nożycowe, 3 – siłowniki wypychające, 4 – zagłębienie w pokładzie pod platformą, 5 – sworznie zamków nożyc do pokładu, 6 – prowadnica, 7 – prowadnice rolek w zagłębieniu, 8 – siłowniki robocze, 9 – wał centralnego sterowania rygli, 10 – platforma, 11 – rygle)

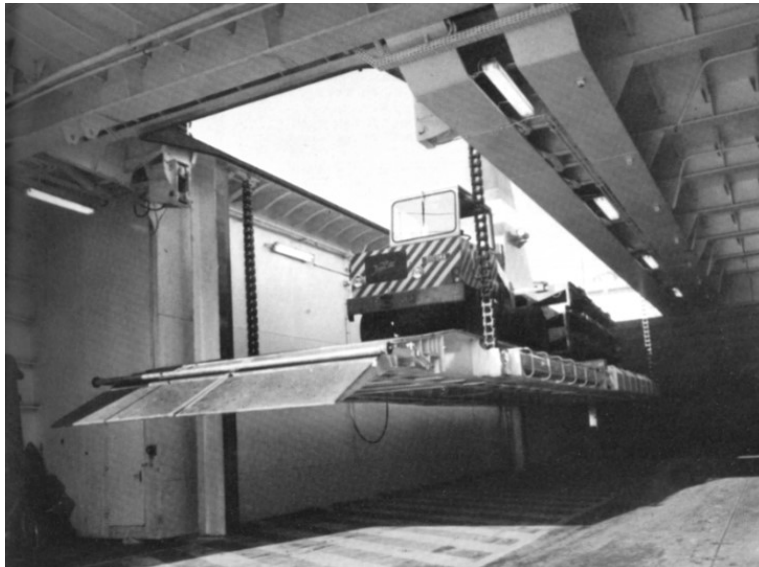
Źródło: [23]

Platformy z napędem pośrednim napędzane są linami lub łańcuchami za pomocą wciągarek. Na rysunkach 2.42 i 2.43 pokazano przykład platformy ładunkowej z napędem pośrednim łańcuchami Galla.



Rys. 2.42. Platforma ładunkowa z napędem pośrednim łańcuchami Galla (1 – siłowniki wciągarki, 2 – platforma, 3 – bariera składana, 4 – nosek umożliwiający wjazd pojazdów, 5 – łańcuchy Galla, 6 – prowadnice, 7 – elastyczny przewód zasilający siłowniki, 8 – uszczelnienie platformy do pokładu)

Źródło: [27]



Rys. 2.43. Widok platformy ładunkowej z napędem pośrednim łańcuchami Galla

Źródło: [15]

Elementem nośnym są w tym przypadku łańcuchy (5) mocowane w czterech rogach platformy (2), a wolnym końcem do górnego pokładu. Siłowniki wciągarki (1) są umieszczone wzdłuż dłuższych boków platformy. Ich średnica wynosi 0,25–0,3 m i o tyle poszerzają one platformę po każdej stronie w dolnej części. Olej hydrauliczny doprowadzany jest do siłowników (1) za pomocą węży elastycznych (7), których długość powinna być dobrana tak, aby w skrajnych położeniach platformy miały one 0,3–0,5 m luzu. Skok siłowników platformy musi być równy skokowi platformy, w związku z tym przy większych odległościach pomiędzy pokładami, wynoszących około 6 m lub więcej, od skoku siłowników uzależniona jest długość platformy. Platformy takie mają zwykle składane bariery ograniczające (3) napędzane hydraulicznie. Dotknięcie bariery przez przemieszczany ładunek powoduje zatrzymanie platformy w wyniku zadziałania układu zabezpieczeń. Czasami na bokach wzdłuż platform stosuje się również hydraulicznie chowane krawężniki ułatwiające centryczne wprowadzenie ładunku na platformę.

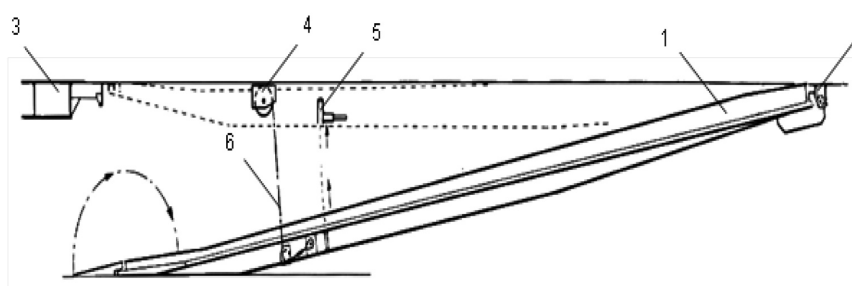
Prędkość podnoszenia lub opuszczania ładunku w przypadku platform wynosi 5–6 m/min, co przy dobrym wyszkoleniu kierowców umożliwia około 5-minutowy cykl przeładunkowy. Ze względu na konieczność stosowania precyzyjnie wykonanych elementów hydraulicznych platformy są urządzeniami stosunkowo drogimi. Ich koszt jest czterokrotnie wyższy niż koszt ramp wewnętrznych stałych i około 25% wyższy od kosztu ramp wewnętrznych ruchomych. Są one jednak wykorzystywane na mniejszych statkach typu ro-ro, gdyż pozwalają na zastosowanie wentylacji o mniejszej wydajności. Pojazdy transportowane na wyższe pokłady za pośrednictwem platform emitują mniej spalin niż w sytuacji, gdy wjeżdżają pod górę na rampach. Platformy ładunkowe zajmują też mniej miejsca na pokładach (w porównaniu z rampami wewnętrznymi stałymi), a schowane w zagłębieniu niższego pokładu umożliwiają dostęp do ładunku ze wszystkich stron.

2.4.2. Rampy wewnętrzne

Rampy wewnętrzne są pomostami służącymi do komunikacji pomiędzy pokładami statku. Ze względu na konstrukcję można je podzielić na stałe – z wodoszczelną pokrywą lub furtą i ruchome – stanowiące jednocześnie uszczelnienie górnego pokładu.

Rampy wewnętrzne stałe są elementem konstrukcyjnym statku. Są wykorzystywane zwykle na dużych jednostkach (powyżej 15 000 DWT). Ich długość zależy od odległości między pokładami, które łączą, i od założonego nachylenia. Szerokość ramp wewnętrznych wynosi 7–8 m. W przypadku ramp stałych otwory ramp w pokładach muszą być wyposażone w wodoszczelne zamknięcia. Zwykle są to pokrywy obracane siłownikami hydraulicznymi o kąt 90° wzdłuż dłuższego boku otworu rampy. Przy wjazdach na pokłady otwarte stosuje się drzwi (furty) wodoszczelne unoszone hydraulicznie do góry o kąt około 90° (patrz rys. 2.22).

Rampy wewnętrzne ruchome mogą być wodoszczelne lub niewodoszczelne. Przykład rampy uszczelniającej pokład górny pokazano na rysunku 2.44.



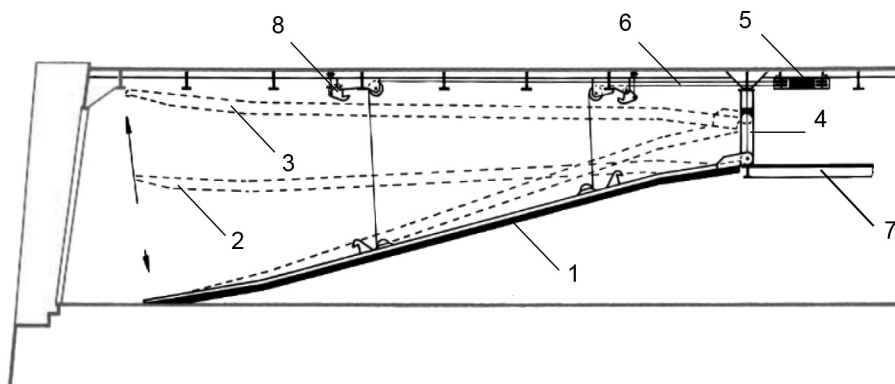
Rys. 2.44. Rampa wewnętrzna ruchoma uszczelniająca pokład górny (1 – rampa, 2 – zawiasy rampy, 3 – pokład górny, 4 – wciągarka obrotowa, 5 – rygiel, 6 – lina operacyjna)

Źródło: opracowanie własne na podstawie [15]

Rampa (1) zamocowana jest na zawiasach (2) do pokładu górnego (3) od strony dziobowej. Część rufowa jest podnoszona/ opuszczana za pomocą wciągarki obrotowej (4) i liny operacyjnej (6) lub (w innych rozwiązaniach) siłowników hydraulicznych. Po podniesieniu do poziomu pokładu górnego rampa jest blokowana przy użyciu hydraulicznie sterowanych rygli (5), podobnie jak platforma ładunkowa. Powoduje to dociśnięcie znajdującego się na rampie (niewidocznego na rysunku) płaskownika uszczelniającego do gumowej uszczelki zamocowanej pod górnym pokładem statku i uszczelnienie otworu między pokładami. W pozycji tej rampa stanowi część głównego pokładu statku.

Rampy wewnętrzne niewodoszczelne są to zwykle lekkie konstrukcje służące głównie do wjazdu samochodów osobowych na składane pokłady samochodowe. Zwykle są wykonane jako rampy typu „S”, które charakteryzują się dwoma różnymi kątami nachylenia – inny kąt rampy oraz mniejszy kąt wjazdu i zjazdu. Ich szerokość wynosi około 2 m, a nacisk na oś około 1 t. Przykład takiej rampy zaprezentowano na rysunku 2.45.

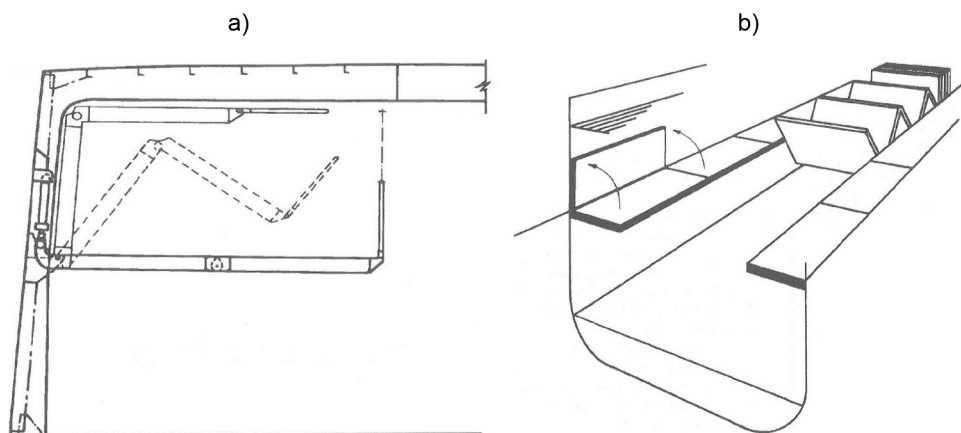
Rampa (1) jest podnoszona/ opuszczana za pomocą wciągarki (5) i liny operacyjnej (6). Górna część rampy ma prowadnice (4) zapobiegające jej kołysaniu w czasie ruchu pojazdów po rampie i umożliwiające swobodne unoszenie rampy od położenia wjazdowego (położenie 1) do położenia złożonego pod pokładem (położenie 3). Rampę można również unieść (wraz z zaparkowanymi na niej samochodami) do poziomu składanego pokładu samochodowego (7) (położenie 2). Po osiągnięciu docelowego położenia rampa jest automatycznie blokowana. Zastosowanie składanego pokładu samochodowego i składanych ramp wjazdowych zwiększa uniwersalność przestrzeni ładunkowej statku. Po uniesieniu końca rampy w położenie 2 lub 3 można pod nią ładować samochody osobowe.



Rys. 2.45. Rampa wewnętrzna typu „S” (1 – rampa w położeniu wjazdowym, 2 – rampa w położeniu roboczym, 3 – rampa w położeniu złożonym, 4 – prowadnice górnego końca rampy, 5 – wciągarka, 6 – lina operacyjna, 7 – pokład samochodowy, 8 – rygle rampy złożonej)

Źródło: [15]

Rampa samochodowa typu „S” przedstawiona na rysunku 2.45 należy do grupy najczęściej stosowanych ramp ruchomych. Spotykane są również rozwiązania ramp składanych i wieloczętowych (rys. 2.46a i 2.46b).

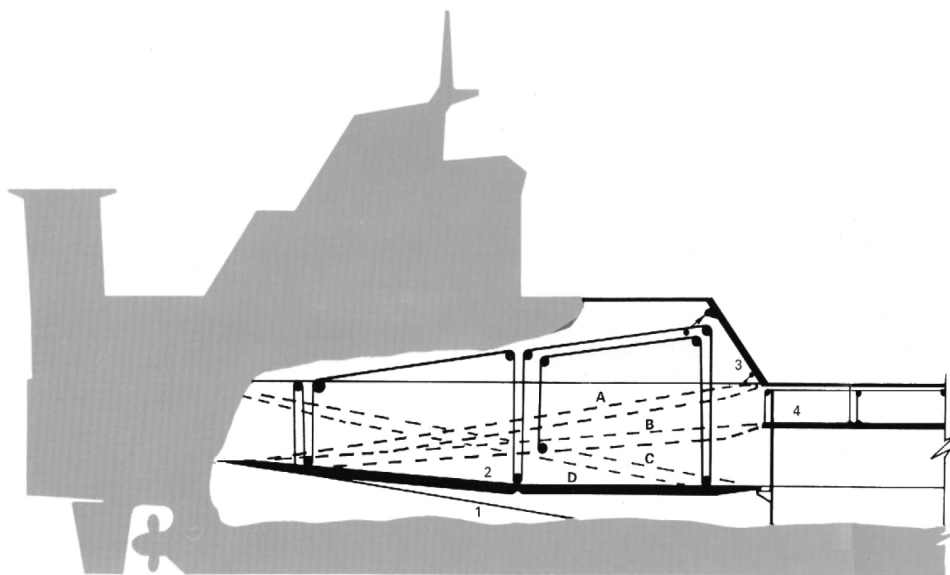


Rys. 2.46. Rozwiązania konstrukcyjne pokładów samochodowych: a) składany; b) składany wieloczętowy

Źródło: [15]

Wykorzystanie kombinacji rampy stałej (1) i ruchomej (2), której przykład przedstawiono na rysunku 2.47, pozwala uzyskać dużą uniwersalność zastosowań. W pozycji A zapewniony jest dojazd z pokładu samochodowego na pokład główny (otwarty)

przez wodoszczelną furtę (3). Pozycja B zapewnia dostęp z pokładu samochodowego do składanego pokładu samochodowego (4). Pozycja C z kolei umożliwia wjazd do ładowni za pomocą rampy stałej. W pozycji D natomiast rampa ruchoma zamyka wodoszczelnie pokład samochodowy i umożliwia przejazd tym pokładem.



Rys. 2.47. Statek typu ro-ro z rampą wewnętrzną stałą i ruchomą (1 – rampa stała, 2 – rampa ruchoma, 3 – furta wodoszczelna, 4 – składany pokład samochodowy)

Źródło: [15]

Sterowanie ruchomymi rampami wewnętrznymi wymaga instalacji hydrauliki siłowej wyposażonej w centralną stację zasilającą, która składa się ze zbiornika oleju, pomp hydraulicznych zasilanych prądem zmiennym trójfazowym ($3 \times 380 \text{ V}$, 50 Hz lub $3 \times 440 \text{ V}$, 60 Hz), filtrów, akumulatorów i przyrządów pomiarowych. Ciśnienia oleju hydraulicznego wynoszą zwykle około 200 bar. Umieszczenie prostych w obsłudze, przenośnych lub zamocowanych do konstrukcji statku sterowników umożliwia operatorowi dobrą widoczność rampy podczas zmiany jej położenia.

3. Urządzenia przeładunkowe

3.1. Wstęp

Ładunki przewożone na statkach towarowych muszą najpierw zostać na nie załadowane, a następnie wyładowane w porcie docelowym. Operacje te wykonywane są za pomocą urządzeń przeładunkowych:

- ▶ zamontowanych na statkach;
- ▶ umiejscowionych w portach, na ich nabrzeżach, pirsach przeładunkowych lub na dalbach;
- ▶ znajdujących się na barkach, pontonach, dźwigach pływających lub innych obiektach, za pomocą których realizowany jest przeładunek.

Wachlarz urządzeń przeładunkowych stosowanych w branży morskiej jest bardzo szeroki, a ich dobór zależy od rodzaju ładunku. Rozróżnia się urządzenia do przeładunku:

- ▶ cieczy;
- ▶ gazów skroplonych;
- ▶ ładunków masowych;
- ▶ ładunków w kontenerach;
- ▶ ładunków w kartonach, beczkach i innych opakowaniach, tzw. ładunków zjednostkowanych;
- ▶ ładunków ciężkich i wielkogabarytowych;
- ▶ ładunków wtaczanych – pojazdy i ładunki na pojazdach.

W niniejszym rozdziale omówione zostaną tylko urządzenia przeładunkowe stosowane na statkach, na których przeładunek odbywa się w kierunku pionowym, poprzez otwory lukowe w pokładach, stąd też określane są one również jako statki typu lo-lo (*lift on – lift off*). Do tej grupy należą statki do przewozu ładunków w opakowaniach lub bez opakowań (np. wiązki rur) – towarowce (dawna nazwa to drobnicowce), statki do transportu ładunków wielkogabarytowych (np. suwnice portowe), statki wyspecjalizowane do przewozu ładunków w kontenerach – kontenerowce oraz tzw. masowce, służące do transportu sypkich i suchych towarów luzem, tj. bez opakowania, wysypywanych bezpośrednio do ładowni, takich jak: węgiel, ruda, nawozy mineralne, zboża, siarka granulowana itp.

Urządzenia przeładunkowe są kosztowne, wymagają bieżącej konserwacji i napraw, a ponadto zmniejszają nośność statku. Dlatego też nie instaluje się ich na jed-

nostkach obsługujących stałe linie żeglugowe między portami wyposażonymi we własne urządzenia przeładunkowe. Do takich statków należą kontenerowce. Również masowce najczęściej nie posiadają własnych urządzeń przeładunkowych. Natomiast towarowce wyposażone są najczęściej w żurawie bomowe i żurawie pokładowe.

Żurawie bomowe charakteryzują się prostą budową i obsługą. W zależności od dopuszczalnego obciążenia roboczego (DOR) dzielą się na:

- ▶ żurawie bomowe lekkie – $DOR < 25\text{ t}$;
- ▶ żurawie bomowe ciężkie – $DOR \geq 25\text{ t}$ [22].

Do ich zasadniczych wad należą natomiast długi czas przygotowania do pracy i wolne tempo przeładunku. Z tego powodu żurawie bomowe lekkie stanowią rzadkość na nowo budowanych jednostkach. Ich miejsce zajęły żurawie pokładowe. Urządzenia te są droższe zarówno na etapie budowy, jak i podczas eksploatacji. Wymagają też wyższych kwalifikacji personelu obsługującego. Jednak znaczne skrócenie czasu przeładunków i tym samym postojów statków w portach umożliwia szybką amortyzację zwiększonych kosztów inwestycyjnych. Z kolei ciężkie żurawie bomowe są nadal z powodzeniem stosowane na statkach służących do transportu ciężkich, wielkogabarytowych ładunków.

3.2. Żurawie bomowe

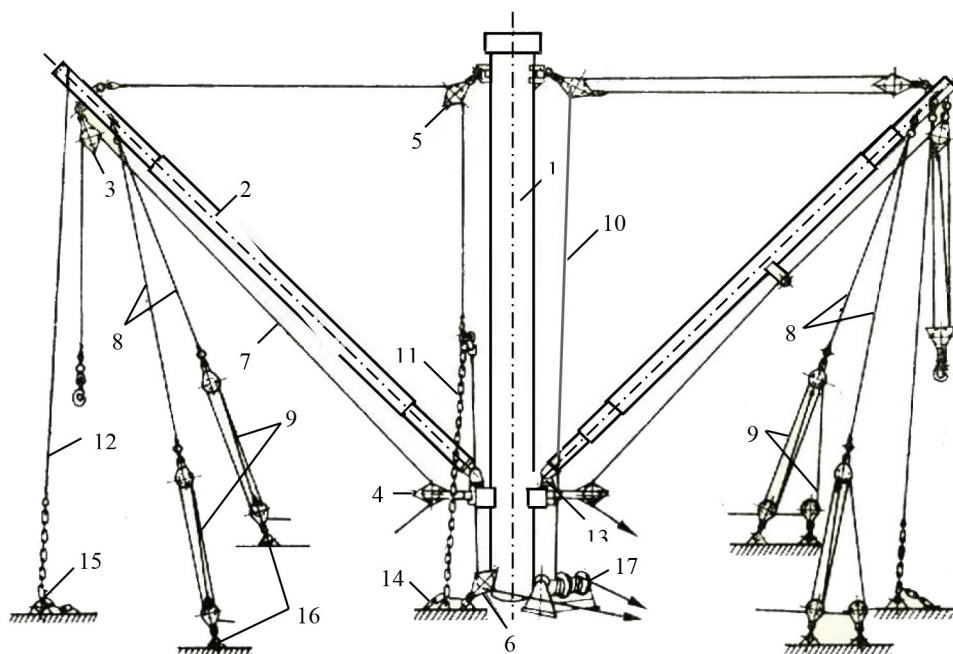
3.2.1. Lekkie żurawie bomowe

Żuraw bomowy to statkowe urządzenie przeładunkowe utrzymujące i przemieszczające ładunek za pomocą bomu oraz systemu lin i bloków zamocowanych do masztów, kolumn, pokładów i wciągarek [22].

Przykładową konstrukcję żurawia bomowego lekkiego zamocowanego na maszcie przedstawiono na rysunku 3.1.

Głównym elementem żurawia jest bom (2) wykonany z rur stalowych bez szwu o różnych średnicach. Minimalna grubość ścianek bomu wynosi 4 mm. Rury te są spawane w taki sposób, aby uzyskać teleskopowy kształt bomu z największą średnicą w jego części środkowej. Taka konstrukcja bomu żurawia podyktowana jest względami wytrzymałościowymi. Jeden koniec bomu (2) jest wyposażony w widełki będące ruchomym elementem zamontowanego na kolumnie łożyska bomu (13). Na drugim końcu bomu znajdują się zaczepy szakłowe topenanty (lub bloku topenanty) (10) i bloku renera (7). Zadaniem topenanty jest utrzymywanie wierzchołka bomu na zadanej wysokości. Natomiast rener to lina służąca do podnoszenia i opuszczania podwieszanego na haku ładunku. Do przemieszczania wierzchołka bomu w poziomie służą gaje (8), natomiast profendry (12) utrzymują w trakcie przeładunku wierzchołek bomu

na jednakowej wysokości od ładowni lub nabrzeża. W skład lekkich żurawi bomowych wchodzi również wciągarki ładunkowe i topenantowe. Wciągarki ładunkowe (niepokazane na rys. 3.1) służą do podnoszenia oraz opuszczania ładunków, a topenantowe (17) do podnoszenia nieobciążonego bomu do położenia roboczego i opuszczania go po zakończonym przeładunku.



Rys. 3.1. Żurawie bomowe lekkie zamontowane na maszcie (1 – maszt lub kolumna, 2 – bom, 3 – blok ładunkowy, 4 – blok kierujący renera, 5 – blok topenanty, 6 – blok pokładowy, 7 – rener, 8 – stała część (sztender) gai, 9 – talia gai, 10 – topenanta, 11 – tańcuch topenanty, 12 – profender, 13 – łożysko bomu, 14 – zaczep pokładowy topenanty, 15 – zaczep pokładowy profendra, 16 – zaczep pokładowy gai, 17 – wciągarka topenantowa)

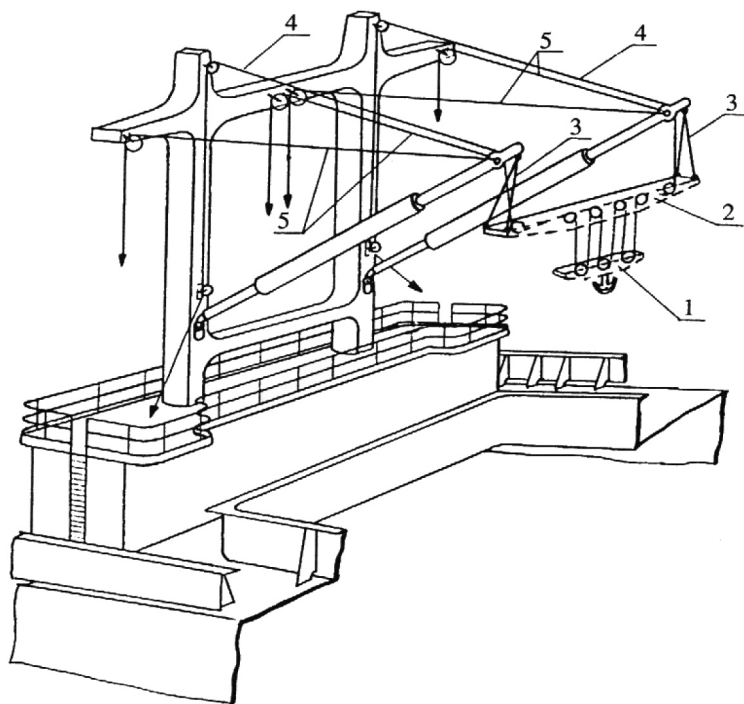
Źródło: [19]

W urządzeniach o niewielkim udźwigu rolę wciągarki topenantowej może także spełniać głowica linowa wciągarki ładunkowej. W przebiegach niektórych lin (np. renera, topenanty i gai na rysunku 3.1) stosuje się talie zmniejszające wymagany uciąg wciągarek. Odcinki pojedynczych lin gai i profendrów połączone z taliami tych lin to sztendry (np. sztender gai (8)). Maszt lub kolumna mogą być również zastąpione przez wzmocnioną konstrukcję nadbudówki.

Żurawie bomowe lekkie są zwykle montowane parami na jednym maszcie lub na ścianie nadbudówki. Konstrukcja taka umożliwia następujące warianty pracy:

- ▶ pojedynczo;
- ▶ równolegle;
- ▶ jako bomy sprzężone.

W systemie pracy pojedynczej każdy z bomów pracuje niezależnie od drugiego z pary (rys. 3.1). Jest to bardzo nieefektywne, gdyż przestawianie bomu znad ładowni nad nabrzeże i z powrotem zajmuje dużo czasu. W systemie tym pracują zwykle bomy ciężkie, które najczęściej montowane są jako pojedyncze. Praca równoległa dwóch żurawi bomowych jest równie powolna. Stosuje się ją, gdy przenoszony ładunek ma masę większą niż udźwig pojedynczego bomu. W tym systemie pracy wierzchołki bomów spinane są belką łącznikową, tzw. trawersą, w środku której zamocowany jest hak unoszący ładunek (rys. 3.2).

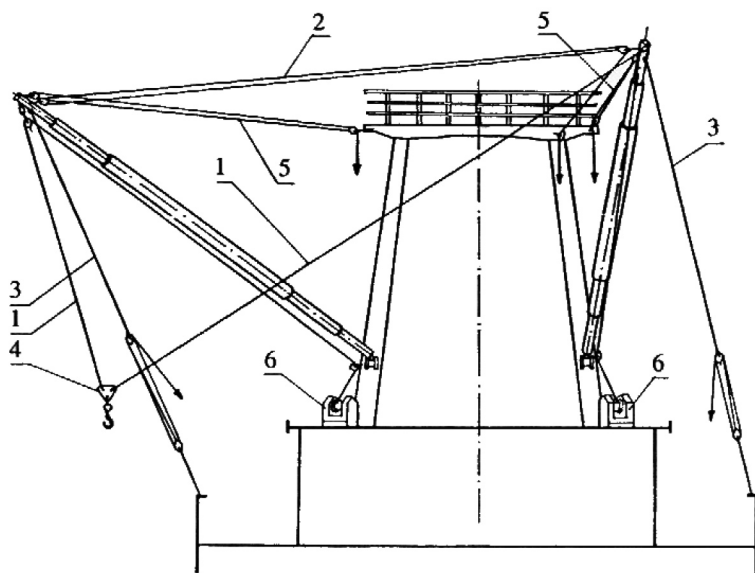


Rys. 3.2. Praca równoległa żurawi bomowych (1 – zblocze haka, 2 – trawersa, 3 – zawiesie trawersy, 4 – rener, 5 – topenanty wodzące bomy)

Źródło: [26]

Najczęściej lekkie żurawie bomowe pracują jako sprzężone (rys. 3.3). Wówczas wierzchołek jednego z nich umieszczony jest nad lukiem ładowni, a drugiego nad nabrzeżem. Bomy w trakcie pracy nie są przemieszczane – ich wierzchołki w stałym poło-

zeniu utrzymują topenanty (5), profendry (3) i szkunergaja (2). Ładunek przemieszcza się w wyniku luzowania lub wybierania odpowiednich renerów spiętych za pomocą łącznika trójkątnego (4). Szersze omówienie zagadnień związanych ze sposobami pracy żurawi bomowych lekkich znajdzie czytelnik w pracach [19], [26], [27].



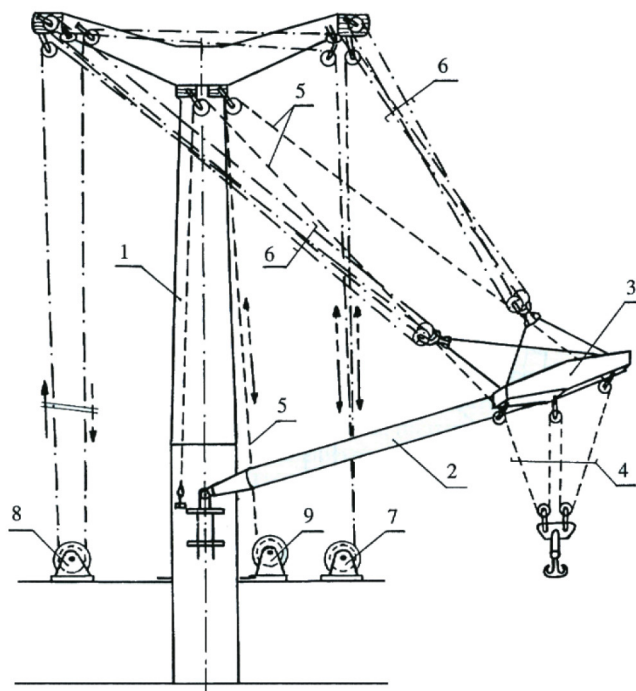
Rys. 3.3. Praca sprzężonych żurawi bomowych (1 – rener, 2 – szkunergaja, 3 – profender, 4 – łącznik renerów, 5 – topenant, 6 – wciągarka renerowa)

Źródło: [26]

3.2.2. Ciężkie żurawie bomowe

Innym typem urządzeń przeładunkowych stosowanym do ładunków o masie 25 t i powyżej są ciężkie żurawie bomowe. Urządzenia te pracują pojedynczo. Ich bomy mają zwykle łożysko pokładowe usytuowane w osi symetrii statku i mogą pracować z obydwu burt. Do przemieszczania bomów wraz z ładunkiem w płaszczyźnie poziomej stosuje się dodatkowe wciągarki, tzw. wciągarki gajowe, a do zmiany wysięgu bomu wciągarki topenantowe. Olinowanie jest bardziej złożone niż w przypadku lekkich żurawi bomowych przez zastosowanie talii w układzie zarówno renera, jak i topenanty. Niektóre ciężkie żurawie bomowe mogą obsługiwać dwie sąsiednie ładownie, jeżeli ich ustawienie i olinowanie pozwalają na przemieszczanie bomu znad jednej ładowni nad drugą. Przykładem takiego urządzenia jest przedstawiony na rysunku 3.4 żuraw typu Stülckena.

Z kolei przedstawione na rysunkach 3.5 i 3.6 ciężkie żurawie bomowe typu Welle'a i typu Thomsona przeznaczone są do obsługi jednej ładowni.



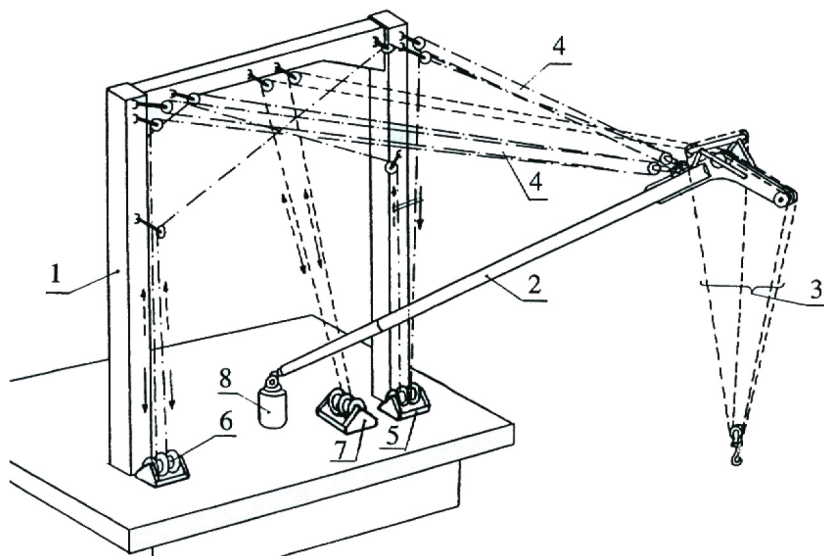
Rys. 3.5. Ciężki żuraw bomowy Welle'a (1 – maszt z salingiem do podczepiania topenant, 2 – bom, 3 – trawersa bomu, 4 – talia renera, 5 – rener, 6 – talia topenant wodzenia i utrzymywania nachylenia bomu, 7 – wciągarka topenant, 8 – przecięgarka topenant, 9 – wciągarka renera)

Źródło: [26]

Ciężki żuraw bomowy typu Welle'a (rys. 3.5), wyposażony w podwójne topenanty (6), obsługiwany jest trzema wciągarkami – wciągarką renera (9) i dwiema wciągarkami topenant (7, 8). Wciągarka topenant (7) służy do zmiany kąta nachylenia bomu (2), natomiast przecięgarka topenant (8) do przemieszczania bomu w płaszczyźnie poziomej (tzw. wodzenia – stąd nazwa „bomy wodzone”). Zarówno obrót, jak i zmiana wy sięgu są możliwe do wykonania pod obciążeniem. W tym typie żurawia nie zachodzi konieczność synchronizacji pracy dwóch wciągarek.

Do grupy bomów wodzonych należy również ciężki żuraw bomowy typu Thomsona (rys. 3.6), którego konstrukcja oparta jest na maszcie bramowym (1). Z kolei bom (2) (podobnie jak w przypadku żurawia typu Stülckena) jest osadzony w łożysku pokładowym (8). Wciągarka topenant (6) służy do zmiany nachylenia bomu, natomiast przecięgarka topenant (5) do przemieszczania bomu w płaszczyźnie poziomej. W układach

wodzenia i zmiany nachylenia bomu zastosowano talię (4), natomiast w układzie renera talię (3) obsługiwaną przez wciągarkę (7).



Rys. 3.6. Ciężki żuraw bomowy Thomsona (1 – maszt bramowy, 2 – bom, 3 – talia renera, 4 – talie topenant wodzenia i utrzymywania nachylenia bomu, 5 – przeciągarka topenant, 6 – wciągarka topenant, 7 – wciągarka renera, 8 – pokładowe gniazdo bomu)

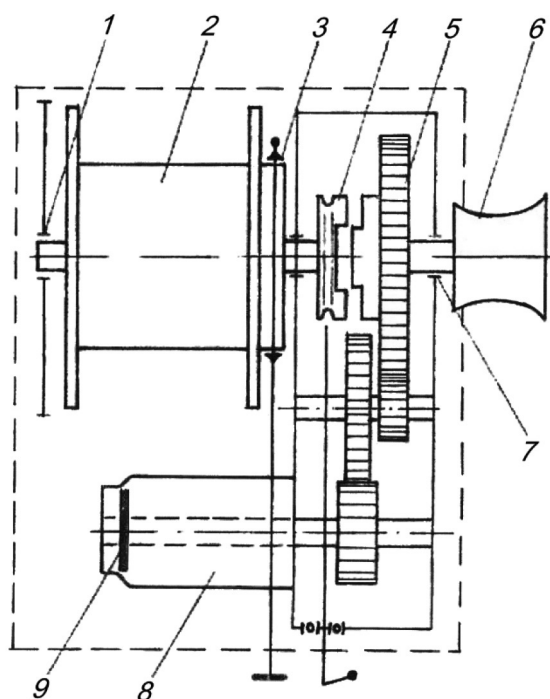
Źródło: [26]

3.3. Budowa i obsługa wciągarek żurawi bomowych

Wciągarki służą do nadania ruchu elementom wykonawczym żurawi bomowych, takim jak renery czy topenanty, oraz do utrzymywania ich w zadanym położeniu roboczym. Od typu i charakterystyki zastosowanych wciągarek zależy w znacznej mierze sprawność działania żurawia. Wciągarki żurawi bomowych napędzane są zwykle silnikiem elektrycznym (rzadziej hydraulicznym), chociaż może to być również napęd ręczny, silnik spalinowy lub parowy.

Przykładową budowę wciągarki ładunkowej o napędzie elektrycznym pokazano na rysunku 3.7. Na wale głównym osadzone są bęben główny (renerowy) (2) wraz z hamulcem ręcznym (3), duże koło przekładni zębatej (5) oraz bęben pomocniczy (6), który może służyć do podnoszenia bomów do położenia roboczego, ale także do otwierania i zamykania pokryw ładowni lub do cumowania. Wał główny jest zwykle dzielony i wówczas znajduje się na nim dodatkowo sterowane ręcznie sprzęgło kłowe (4), słu-

żące do odłączenia bębna głównego na czas posługiwania się tylko bębniem pomocniczym lub do przeglądu przekładni wciągarki. Napęd na bębny wciągarki przekazywany jest z silnika elektrycznego (8) za pośrednictwem przekładni zębatej znajdującej się wraz ze wspomnianym wyżej sprzęgłem kłowym w skrzyni przekładniowej. Silnik elektryczny wyposażony jest w tarczowy hamulec elektromagnetyczny (9), którego zadanie polega na wyhamowaniu ruchu bębna wciągarki będącej pod obciążeniem (z podwieszonym ładunkiem) w przypadku awarii zasilania.

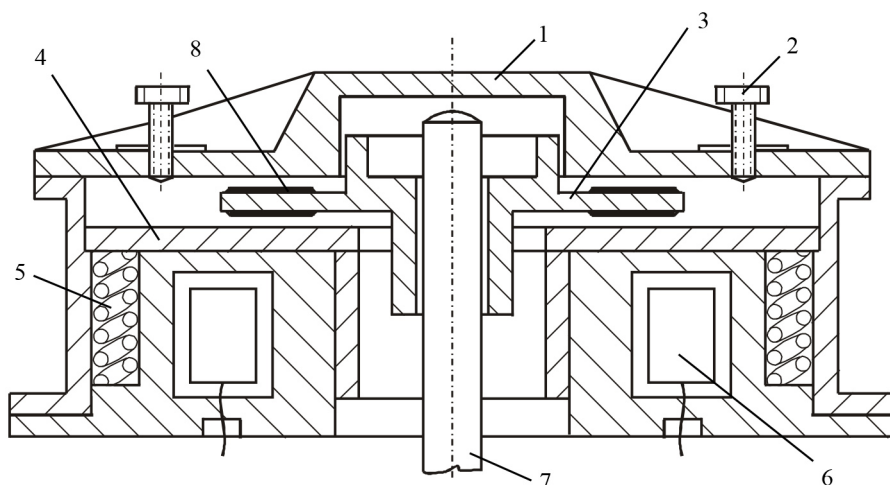


Rys. 3.7. Budowa wciągarki ładunkowej (1 – ramy nośne wraz z łożyskiem, 2 – bęben główny, 3 – hamulec ręczny, 4 – sprzęgło kłowe, 5 – przekładnia zębata, 6 – bęben pomocniczy, 7 – łożysko nośne w skrzyni przekładniowej, 8 – silnik elektryczny, 9 – hamulec elektromagnetyczny)

Źródło: [27]

Budowę i działanie hamulca elektromagnetycznego wciągarki ładunkowej przedstawiono na rysunku 3.8. Wał (7) silnika elektrycznego wciągarki zakończony jest wieloklinem, na którym osadzona jest tarcza hamulcowa (3) z możliwością przesuwania się wzdłuż linii wału. Na obwodzie tarczy hamulcowej po obydwu jej stronach zamocowane są okładziny hamulcowe (8) zapewniające właściwy współczynnik tarcia przy współpracy z pokrywą hamulca (1) i zwrą elektromagnesu (4). Zwora elektromagnesu, podobnie jak tarcza hamulcowa, ma możliwość ruchu poosiowego wymuszone-

go działaniem cewki elektromagnesu (6) lub zespołu sprężyn (5). Przy braku napięcia na cewce elektromagnesu sprężyny powodują ruch zwory elektromagnesu ku górze, w kierunku tarczy hamulcowej, dociskając ją ostatecznie do pokrywy hamulca. Zablokowana w ten sposób tarcza hamulcowa powoduje wstrzymanie ruchu obrotowego wału silnika elektrycznego wciągarki, a tym samym całego jej układu ruchowego. Tym sposobem w przypadku awarii zasilania w trakcie przeładunku przemieszczany ładunek nie spadnie. Podanie napięcia na cewkę spowoduje przyciągnięcie zwory elektromagnesu, która pokonując siłę napięcia sprężyn, przemieści się ku dołowi, powodując tym samym odblokowanie tarczy hamulcowej, wału silnika i całego układu ruchowego wciągarki. Ruch zwory elektromagnesu odbywa się w granicach 1–2 mm, co umożliwia szybkie zadziałanie hamulca. Śruby (2) zamontowane w pokrywie służą do ręcznego zwolnienia hamulca – ich wkręcenie powoduje odepchnięcie zwory elektromagnesu.



Rys. 3.8. Tarczowy hamulec elektromagnetyczny wciągarki ładunkowej (1 – pokrywa, 2 – śruby do zwalniania ręcznego, 3 – tarcza hamulcowa, 4 – zwory elektromagnesu, 5 – sprężyny dociskowe, 6 – elektromagnes, 7 – wał silnika wciągarki, 8 – okładziny hamulcowe)

Źródło: [27]

Operacja awaryjnego opuszczania ładunku (po zadziałaniu hamulca elektromagnetycznego i przy braku możliwości przywrócenia zasilania) jest bardzo ryzykowna i powinna być wykonywana przez najbardziej doświadczonych członków załogi. Należy wówczas postępować w następujący sposób:

- ▶ zaciśnąć hamulec ręczny bębna wciągarki (patrz rys. 3.7, pkt 3);
- ▶ zwolnić hamulec elektromagnetyczny poprzez wkręcenie śrub zwalniania ręcznego (patrz rys. 3.8, pkt 2);

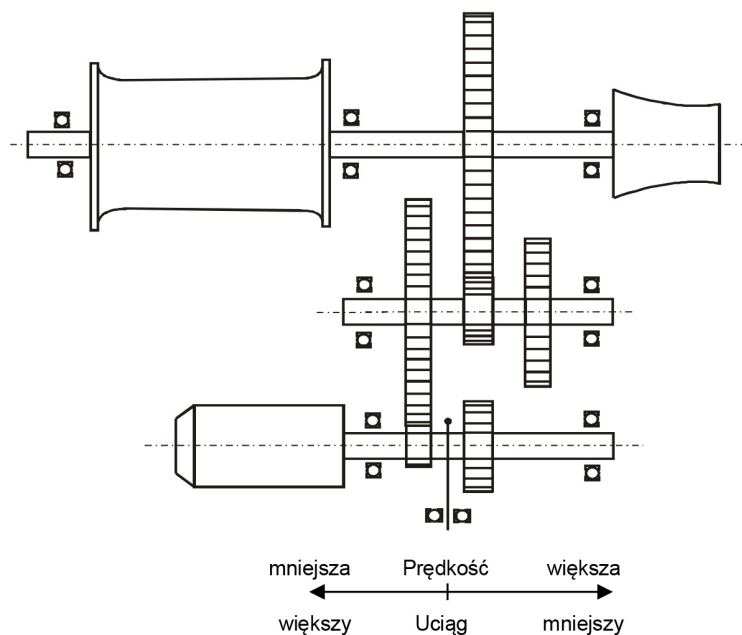
- cyklicznie luzować hamulec bębna wciągarki i ponownie go zaciskać w momencie ruszenia ładunku, aż do całkowitego jego opuszczenia.

Po opuszczeniu ładunku trzeba pamiętać o wykręceniu śrub zwalniania ręcznego, gdyż pozostawienie ich w pozycji wkręconej (lub nie całkowicie wykręconej) uniemożliwiłoby prawidłowe zadziałanie hamulca przy kolejnym braku zasilania. Z tego samego powodu także przy każdym demontażu obudowy hamulca należy sprawdzić, czy śruby te znajdują się we właściwym położeniu.

Podczas pracy wciągarki ładunkowej trzeba zwrócić uwagę na właściwe smarowanie współpracujących elementów wciągarki, tj. kół zębatych przekładni i łożysk. Należy sprawdzać poziom oleju w skrzyni przekładniowej oraz okresowo przesmarowywać łożyska ślizgowe i inne ruchome elementy świeżym smarem stałym, zalecanym przez producenta urządzenia. Zasadniczo czynności obsługowe podczas konserwacji i przeglądów wciągarek ładunkowych są podobne jak dla opisanych wcześniej w rozdziale 1 wciągarek kotwicznych i cumowniczych.

Na rysunku 3.7 przedstawiono budowę najprostszej jednobiegowej wciągarki ładunkowej, bez możliwości zmiany prędkości wybierania renera. W żurawiach bómowych stosuje się również wciągarki ładunkowe o dwóch prędkościach wybierania renera (wciągarki dwubiegowe). Schemat kinematyczny takiej wciągarki zaprezentowano na rysunku 3.9. Zmianę prędkości wybierania renera uzyskuje się poprzez zmianę przełożenia przekładni wciągarki. Najczęściej wykorzystuje się tutaj przekładnie zębate o zębach prostych lub skośnych smarowane olejem. Charakteryzują się one dużą sprawnością, wynoszącą 97% na jeden stopień przełożenia. Wartość przełożenia na jednym stopniu przekładni zębatej wynika ze stosunku liczby zębów na obydwu kołach zębatych. Zwykle nie przekracza on 8:1, w związku z czym w przekładniach wciągarek ładunkowych stosuje się dwa lub trzy stopnie przełożenia. Dla wciągarki pokazanej na rysunku 3.9 zastosowano dwa stopnie przełożenia.

Użycie wciągarki dwubiegowej umożliwia dopasowanie prędkości podnoszenia ładunku do jego ciężaru. Przy tym samym poborze energii elektrycznej wciągarka będzie podnosić większy ciężar z mniejszą prędkością lub mniejszy z większą prędkością, co przyczyni się do skrócenia czasu operacji przeładunkowych. Ilustrują to poniższe przykłady obliczeniowe.



Rys. 3.9. Schemat kinematyczny wciągarki dwubiegowej

Źródło: [27]

PRZYKŁAD 1

Dwubiegowa wciągarka żurawia bomowego napędzana jest silnikiem elektrycznym klatkowym, indukcyjnym o mocy 40 kW. Prędkość podnoszenia na pierwszym biegu wynosi 30 m/min, na drugim – 60 m/min. Jaki jest maksymalny udźwig tej wciągarki?

Dane:

- moc silnika elektrycznego $N_{el} = 40 \text{ kW} = 40\,000 \text{ W}$,
- prędkość podnoszenia na pierwszym biegu $v_{p1} = 30 \text{ m/min} = 0,5 \text{ m/s}$,
- prędkość podnoszenia na drugim biegu $v_{p2} = 60 \text{ m/min} = 1 \text{ m/s}$.

Moc silnika elektrycznego wciągarki ładunkowej można opisać zależnością:

$$N_{el} = P \cdot v_p \quad (3.1)$$

gdzie: P – siła w linie po wyjściu z bębna (uciąg wciągarki) [N],

v_p – prędkość podnoszenia [m/s].

W celu wyznaczenia uciągu wciągarki P przekształcono zależność (3.1):

$$P = \frac{N_{el}}{v_p} \quad (3.2)$$

Zgodnie z zasadą pracy wciągarki dwubiegowej maksymalny uciąg wciągarki uzyskuje się dla mniejszej prędkości podnoszenia, tj. dla $v_{p1} = 0,5 \text{ m/s}$. Zatem po podstawieniu danych mamy:

$$P = \frac{40\,000 \text{ W}}{0,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 80\,000 \text{ N}$$

W celu uzyskania maksymalnego udźwigu wyrażonego w jednostkach masy korzystamy z drugiej zasady dynamiki Newtona przedstawionej w postaci zależności:

$$P = m \cdot a \quad (3.3)$$

gdzie: P – wypadkowa siła działająca na ciało (udźwig wciągarki) [N],

m – masa podnoszonego ładunku [kg],

a – przyspieszenie [m/s^2].

Ponieważ operacje przeładunkowe odbywają się w ziemskim polu grawitacyjnym, można przyjąć, że $a = g = 9,81 \text{ m/s}^2$. Po przekształceniu zależności (3.3) i podstawieniu danych otrzymujemy:

$$m = \frac{80\,000 \text{ N}}{9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} \approx 8155 \text{ kg}$$

Zatem maksymalny udźwig danej wciągarki wynosi 8155 kg.

PRZYKŁAD 2

Dwubiegowa wciągarka żurawia bomowego napędzana jest silnikiem elektrycznym klatkowym, indukcyjnym. Zastosowane przełożenia umożliwiają następujące prędkości podnoszenia: na pierwszym biegu – 20 m/min, na drugim biegu – 40 m/min. Jaka musi być moc silnika elektrycznego, aby maksymalny udźwig tej wciągarki mógł wynosić 5000 kg?

Dane:

- prędkość podnoszenia na pierwszym biegu $v_{p1} = 20 \text{ m/min} \approx 0,33 \text{ m/s}$,
- prędkość podnoszenia na drugim biegu $v_{p2} = 40 \text{ m/min} \approx 0,67 \text{ m/s}$,
- maksymalny udźwig wciągarki $m = 5000 \text{ kg}$.

Korzystając z zależności (3.3), obliczono maksymalną siłę uciągu wciągarki:

$$P = 5000 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 49\,050 \text{ N}$$

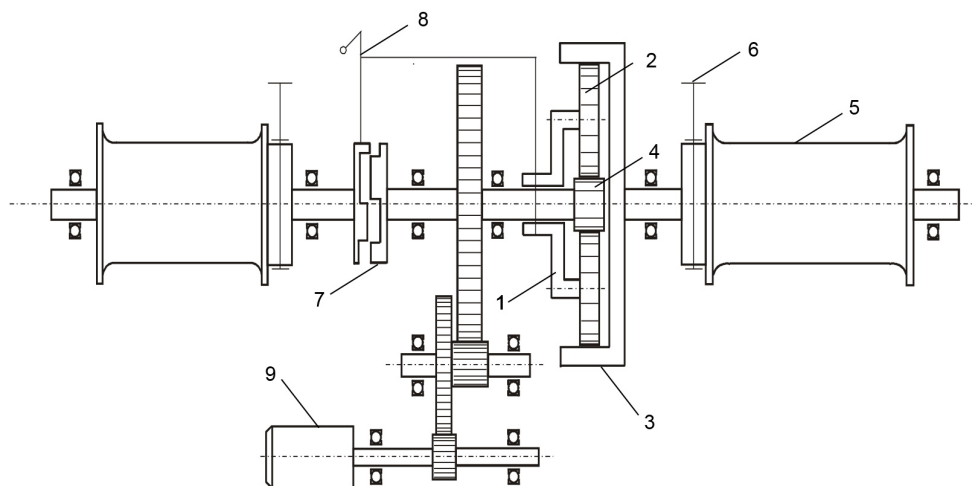
Korzystając z zależności (3.1) oraz pamiętając o tym, że maksymalny udźwig realizowany jest przy niższej prędkości podnoszenia, obliczono wymaganą moc silnika napędowego wciągarki:

$$N_{\text{el}} = 49\,050 \text{ N} \cdot 0,33 \frac{\text{m}}{\text{s}} \approx 16\,186 \text{ W} \approx 16,2 \text{ kW}$$

Zatem moc silnika elektrycznego powinna wynosić co najmniej 16,2 kW.

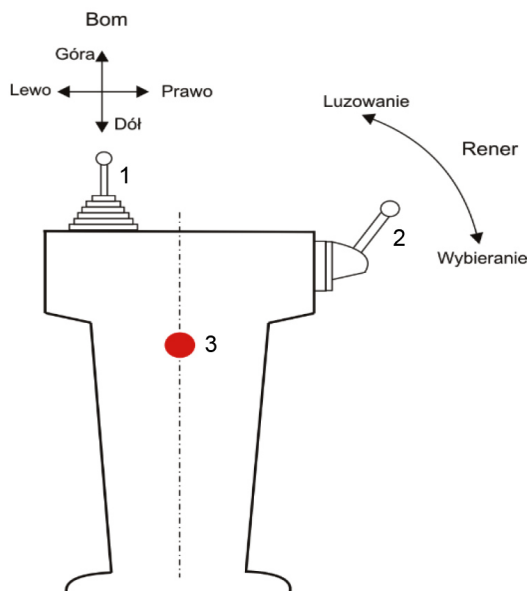
W przypadku, gdy wciągarka ma dwa bębny główne przeznaczone do pracy rozdzielonej, każdy o innej sile uciągu, często dla bębna większego uciągu stosuje się przekładnie obiegowe (planetarne). Konstrukcja przekładni planetarnej pozwala na przenoszenie dużych mocy przy zachowaniu niewielkich rozmiarów urządzenia. Przykład takiego rozwiązania przedstawiono na rysunku 3.10. Przekładnia obiegowa jest stale zazębiona. W przypadku odhamowania (umożliwienia swobodnego obracania się) jarzma (1), na którym osadzone są koła obiegowe (satelity) (2), przekładnia pomimo zazębienia obraca się swobodnie, nie przenosząc napędu. Występuje jednak niewielki ruch koła zębatego o uzębieniu wewnętrznym (3) (tzw. efekt pełzania przekładni) wywołany tarciem w przekładni. Z tego powodu bęben (5) powinien zostać zahamowany hamulcem ręcznym (6), ponieważ obracając się, luzowałby lub wybierał linę, a gdyby była na nim nawinięta topenanta ciężkiego bomu, niezaciągnięcie hamulca ręcznego spowodowałoby upadek bomu. Po zahamowaniu jarzma (1) i jednoczesnym rozłączeniu sprzęgła (7) za pomocą dźwigni (8) oraz zwolnieniu hamulca ręcznego (6) (odhamowaniu koła o uzębieniu wewnętrznym (3)) przekładnia zacznie przenosić ruch.

Sterowanie wciągarkami ładunkowymi odbywa się z pulpitu lub kolumn sterowniczych znajdujących się bezpośrednio przy wciągarkach (rys. 3.11). Stosuje się również rozwiązania, w których sterowanie kilku wciągarkami skupia się w jednym, korzystnym ze względu na widoczność, miejscu, bądź też zdalne sterowanie przy użyciu przenośnego sterownika.



Rys. 3.10. Schemat kinematyczny wciągarki dwubębnowej o różnym uciagu każdego z bębnow z przekładnią zębatą czołową i obiegową (1 – jarzmo, 2 – koła obiegowe, 3 – koło o uzębieniu wewnętrznym, 4 – koło słoneczne, 5 – bęben linowy, 6 – hamulec ręczny, 7 – sprzęgło, 8 – dźwignia, 9 – silnik elektryczny)

Źródło: [27]



Rys. 3.11. Kolumna sterownicza (1 – dźwignia sterowania bomem, 2 – dźwignia sterowania renerem, 3 – przycisk bezpieczeństwa)

Źródło: opracowanie własne

3.4. Żurawie pokładowe

3.4.1. Podział i ogólna charakterystyka żurawi pokładowych

Żuraw pokładowy to urządzenie dźwignicowe służące do przenoszenia ładunku, działające bez systemu lin i bloków zamocowanych poza obrębem własnej konstrukcji [22].

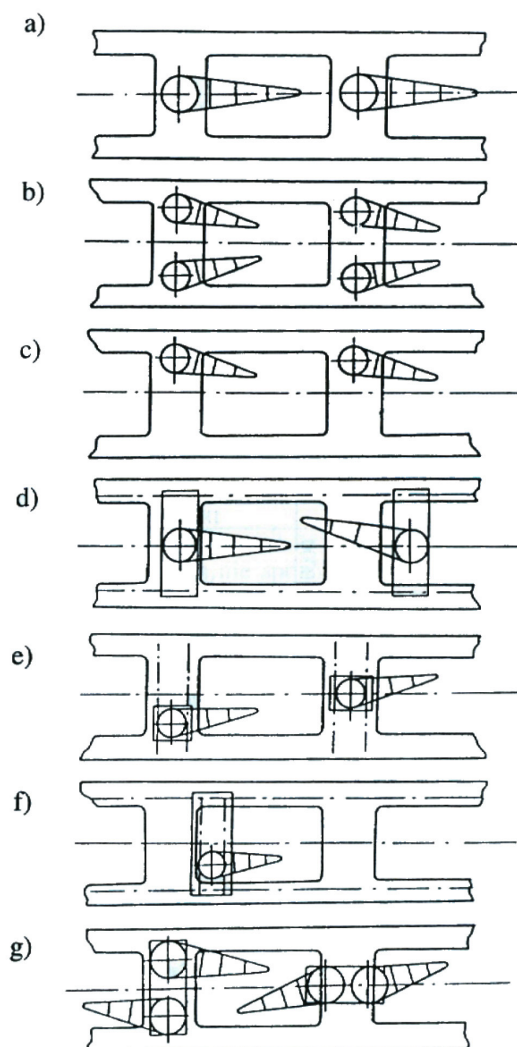
Żurawie pokładowe znajdujące się na statkach można podzielić ze względu na:

- ▶ możliwość przemieszczania się:
 - stacjonarne,
 - przejezdne wzdłuż statku,
 - przejezdne w poprzek statku,
 - przejezdne wzdłuż i w poprzek statku;
- ▶ możliwość obrotu:
 - z możliwością obrotu o 360° ,
 - z konstrukcyjnie ograniczoną możliwością obrotu;
- ▶ napęd stosowany w mechanizmach:
 - żurawie o napędzie elektrycznym,
 - żurawie o napędzie elektrohydraulicznym.

Zastosowanie żurawi pokładowych zapewnia lepsze niż w przypadku żurawi bomo- wych „pokrycie powierzchni operacji przeładunkowych” oraz możliwość obsługi większego obszaru na nabrzeżu i w ładowni. Przykładowe usytuowanie żurawi pokładowych na statkach pokazano na rysunku 3.12. Najczęściej wykorzystuje się żurawie stacjonarne umieszczone pomiędzy lukami ładowni, w osi symetrii statku (rys. 3.12a), na jednej z burt (rys. 3.12c) lub parami na obu burtach (rys. 3.12b). W tym przypadku podstawa żurawia jest na stałe związana z konstrukcją statku. Rzadziej spotykane są statki z przejezd- nymi żurawiami, których podstawa zamocowana jest do bramownicy poruszającej się po torach ułożonych wzdłuż statku (rys. 3.12d) lub poprzecznie między lukami ładowni (rys. 3.12e). Zamiast przejezdnych żurawi pokładowych stosuje się również suwnice.

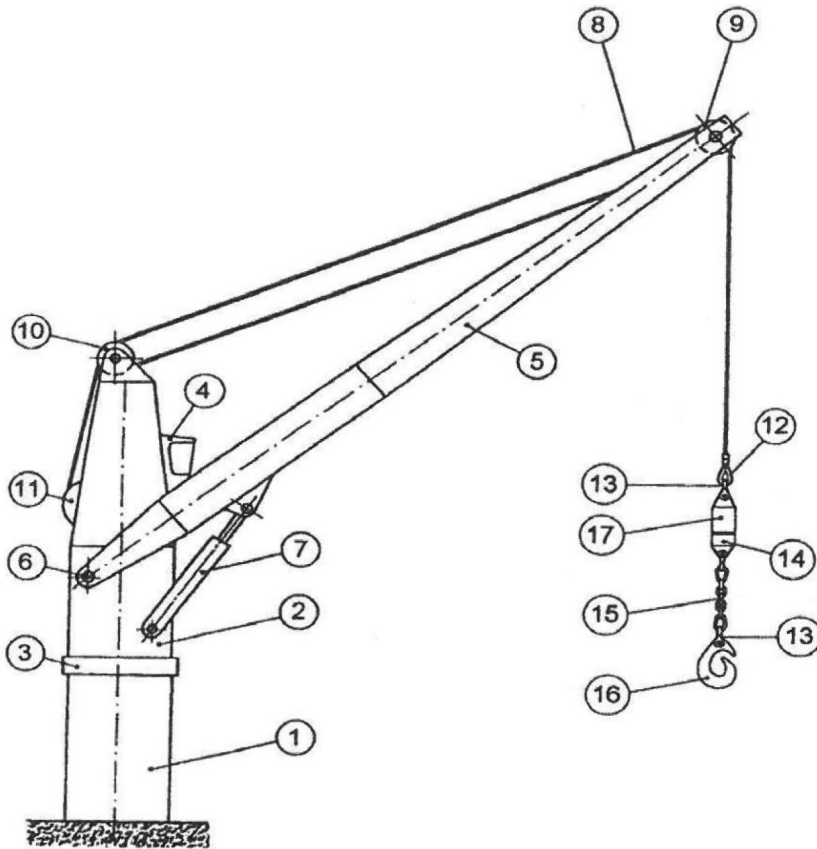
Budowę stacjonarnego żurawia pokładowego przedstawiono na rysunku 3.13. Konstrukcja nośna żurawia, tzw. ostojnica (kolumna obrotowa) (2), osadzona jest poprzez łożysko wieńcowe (uzębiony pierścień obrotowy) (3) na kolumnie pokłado- wej (1). Kolumna pokładowa przenosi na kadłub statku obciążenia powstające w cza- sie pracy żurawia. Powyżej, na łożyskach stopy wysięgnika (6), zamocowany jest do ostojnicy wysięgnik (5). Na noku wysięgnika oraz na szczycie ostojnicy znajdują się krążki linowe (9, 10) obsługujące rener (8). Zmiana wysięgu odbywa się za pomocą siłownika hydraulicznego (7). Mechanizmy umożliwiające podnoszenie/ opuszczanie haka i wysięgnika oraz obrót dźwigu znajdują się wewnątrz ostojnicy, co ogranicza

możliwość zanieczyszczenia środowiska w przypadku awarii (np. pęknięcia węży hydraulicznych). Żurawie pokładowe posiadają bezpieczne i wygodne przejście komunikacyjne dla operatora i konserwatora. Główna droga prowadzi wewnątrz kolumny pokładowej do wnętrza ostojnicy i dalej do kabiny (4).



Rys. 3.12. Żurawie pokładowe na statkach w zależności od umiejscowienia: a) stacjonarne w osi symetrii statku; b) stacjonarne po obu stronach luków ładunkowych; c) stacjonarne na jednej z burt; d) przejezdne wzdłuż statku; e) przejezdne w poprzek statku; f) przejezdne wzdłuż i w poprzek statku; g) podwójne na wspólnej obrotowej kolumnie

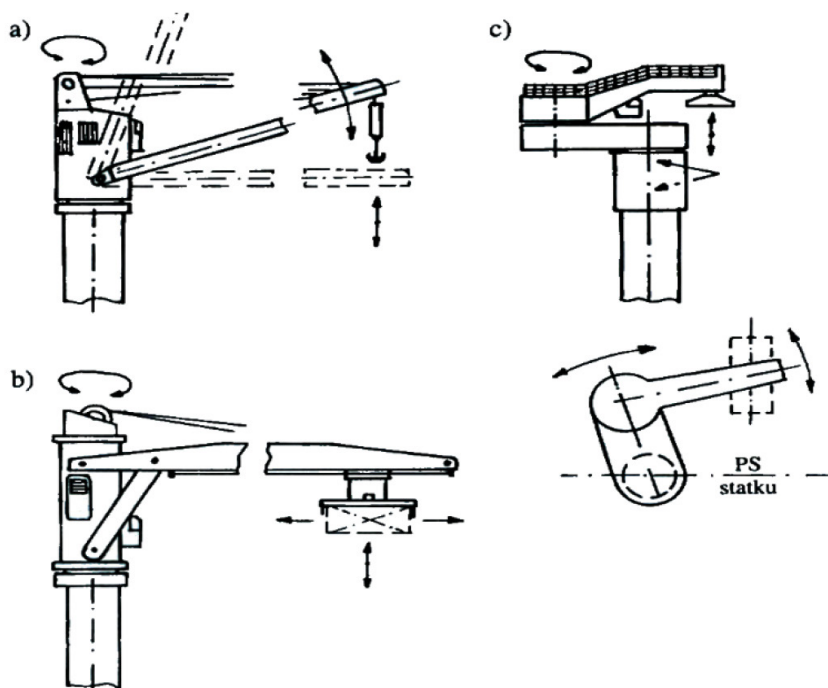
Źródło: [26]



Rys. 3.13. Budowa stacjonarnego żurawia pokładowego (1 – kolumna żurawia, 2 – ostonica, 3 – tożysko wieńcowe, 4 – kabina operatora, 5 – wysięgnik, 6 – tożysko stopy wysięgnika, 7 – siłownik hydrauliczny, 8 – rener, 9 – krążki linowe renera na noku wysięgnika, 10 – krążki linowe renera na ostonicy, 11 – wciągarka ładunkowa, 12 – kausza, 13 – szakla, 14 – krętlik, 15 – krótki zestaw łańcuchowy, 16 – hak ładunkowy, 17 – obciążnik renera)

Źródło: [22]

Zmienny kąt nachylenia wysięgnika względem poziomu umożliwia regulację zasięgu pracy żurawia, co pozwala uzyskać dużą powierzchnię dostępu urządzenia. Tego typu żurawie są najczęściej instalowane na statkach (rys. 3.14a). Sporadycznie spotkać można żurawie z wysięgnikami o stałym, poziomym położeniu lub żurawie z poziomym, nożycowym wysięgnikiem. W pierwszym przypadku zwiększenie pola pracy żurawia uzyskuje się dzięki wózkowi przemieszczającemu się wzdłuż wysięgnika (rys. 3.14b), w drugim zaś poprzez regulację kąta rozchylenia dwóch ruchomych elementów wysięgnika (rys. 3.14c).



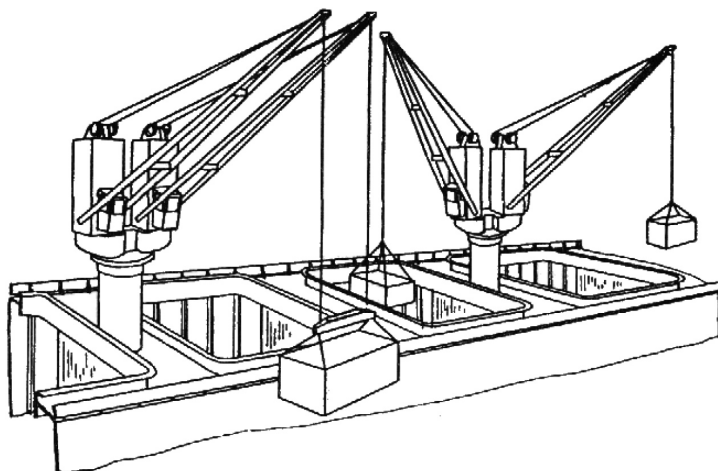
Rys. 3.14. Żurawie pokładowe z różnymi typami wysięgników: a) wysięgnik o zmiennym kącie nachylenia; b) wysięgnik poziomy z wózkiem jezdnym; c) wysięgnik nożycowy

Źródło: [26]

Zwykle żurawie pokładowe znajdujące się na statkach mają możliwość pełnego obrotu o 360° wokół własnej osi. Ograniczenia w tym względzie dotyczą tych żurawi, które znajdują się blisko dziobowego masztu lub nadbudówki, oraz podwójnych żurawi posadowionych na jednej kolumnie. Układ taki określa się terminami: *tandem*, *gemin*i lub *double duty* (rys. 3.15). Żurawie mogą pracować pojedynczo lub równolegle, przenosząc wspólnie ładunek o masie przekraczającej udźwig pojedynczego żurawia. Dopuszczalne obciążenie robocze (DOR) żurawi połączonych równolegle wynosi wówczas:

$$\text{DOR} = 2 \cdot \text{DOR}_p - m_t \quad (3.4)$$

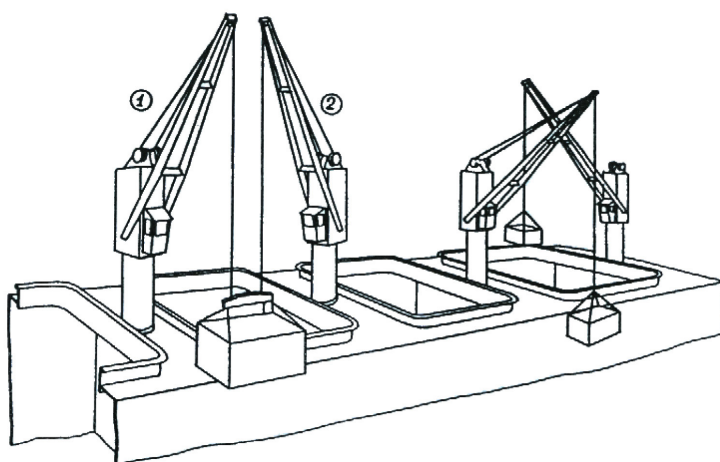
gdzie: DOR_p – udźwig pojedynczego żurawia,
 m_t – masa trawersu.



Rys. 3.15. Żurawie pokładowe w układzie tandem pracujące równolegle i pojedynczo

Źródło: [26]

W innym systemie pracy równoległej, zwanym *duolift* lub *team cranes*, żurawie położone są na obu burtach lub po przeciwnych stronach luku ładowni (rys. 3.16). Ramię obu żurawi, podobnie jak w systemie *tandem*, połączone są wspólną trawersą, do której zostaje podwieszony ładunek. Wspólna praca jest w tym przypadku możliwa dzięki odpowiedniemu systemowi sterowania. Jeden z żurawi (główny) sterowany jest bezpośrednio przez operatora, natomiast drugi (nadążny) automatycznie.



Rys. 3.16. Żurawie pokładowe pracujące w układzie duolift i pojedynczo

Źródło: [26]

Ze względu na rodzaj napędu żurawie pokładowe dzielą się na elektryczne i elektrohydrauliczne. W przypadku tych pierwszych podnoszenie/ opuszczanie podwieszonego ładunku, zmiana wysięgu oraz obrót dźwigu realizowane są przez mechanizmy napędzane bezpośrednio silnikami elektrycznymi. W przypadku żurawi z napędem elektrohydraulicznym silnik elektryczny stanowi napęd pomp hydraulicznych, które dostarczają czynnik roboczy (olej hydrauliczny) do elementów wykonawczych (silników lub siłowników hydraulicznych) napędzających odpowiednie mechanizmy dźwigu.

Nowoczesne żurawie pokładowe przeznaczone są do montażu na wszystkich typach statków i ich obsługa jest możliwa również w portach pozbawionych urządzeń przeładunkowych. W zależności od potrzeb mogą być one przystosowane do pracy z różnego rodzaju osprzętem specjalistycznym, takim jak np. chwytaki do przeładunku towarów masowych, drobnicy (kłód drewna, rur lub wiązek stalowych wyrobów walcowanych itp.), chwytaki magnetyczne do przeładunku złomu stalowego, kontenerowe ramy chwytne i inne.

3.4.2. Żurawie pokładowe o napędzie elektrycznym

Na statkach towarowych stosuje się żurawie wysięgnikowe z napędem elektrycznym i elektrohydraulicznym. Do niewątpliwych zalet żurawi z napędem elektrycznym należy zaliczyć ich łatwiejszą naprawę w warunkach statkowych oraz łatwiejsze remonty stoczniove, ponieważ nie wymagają one tak ostrych reżimów technologicznych. Są także o około 10–15% tańsze od żurawi z napędem elektrohydraulicznym, ale w morskich warunkach eksploatacji bardziej awaryjne.

Budowę i zasadę działania żurawia pokładowego o napędzie elektrycznym omówiono na przykładzie dźwigu firmy Brissonneau & Lotz Marine (BLM), którego widok przedstawiono na rysunku 3.17.

Wodoszczelne silniki elektryczne prądu zmiennego (7), znajdujące się na górze ostojnicy (2), napędzają poprzez przekładnię zębatą czołową zamkniętą bębny lino-we mechanizmów podnoszenia/ opuszczania i zmiany wysięgu (6). Takie umieszczenie mechanizmów powoduje, że liny nie muszą wchodzić do wnętrza dźwigu, przez co unika się ryzyka przecieków wody do ostojnicy. Ułatwia to też inspekcje i przeglądy. Dodatkowo na górze ostojnicy znajduje się dźwig pomocniczy (10), służący do montażu/ demontażu elementów mechanizmów podnoszenia/ opuszczania i zmiany wysięgu (silników elektrycznych, bębnow linowych, elementów przekładni redukcyjnej). Silnik elektryczny mechanizmu obrotu dźwigu (8) wraz z przekładnią planetarną znajduje się z boku ostojnicy. Obrót dźwigu następuje za pomocą pierścienia obrotowego (łożyska) wałeczkowego lub kulkowego opartego na podstawie dźwigu (5) i przenoszącego wszystkie obciążenia na kolumnę (1). Wysięgnik (3) składa się z cylindrycznych, rurowych sekcji, które można pojedynczo demontować w przypadku uszkodzenia spowodowanego np. kolizją podczas prac przeładunkowych. Na jednej z poprzecznych belek wysięgnika znajdują się dwa reflektory sodowe 400 W (11).



Rys. 3.17. Widok dźwigu o napędzie elektrycznym firmy BLM (1 – kolumna, 2 – ostojnica, 3 – wysięgnik, 4 – kabina operatora, 5 – podstawa, 6 – bębny linowe mechanizmów podnoszenia/ opuszczania i zmiany wysięgu, 7 – silniki elektryczne mechanizmów podnoszenia/ opuszczania i zmiany wysięgu, 8 – silnik elektryczny mechanizmu obrotu dźwigu, 9 – liny układu kompensacyjnego, 10 – dźwig pomocniczy, 11 – reflektory sodowe)

Źródło: [14]

Stanowisko sterowania dźwigiem znajduje się w kabinie (4) zamocowanej do ostojnicy (2) poprzez gumowe podkładki wyciszające w celu uniknięcia hałasu i wibracji oraz wyposażonej w wentylator, ogrzewanie, oświetlenie, otwieralne frontowe okno z wycieraczką, gaśnicę i sygnał dźwiękowy. Sterowanie dźwigiem odbywa się za pomocą następujących elementów:

- ▶ włącznika zasilania wraz z lampką kontrolną;
- ▶ dźwigni renera;
- ▶ dźwigni obrotu/ zmiany wysięgu;

- ▶ dźwigni zmiany prędkości ruchu;
- ▶ przycisku awaryjnego stop;
- ▶ lamp sygnalizacyjnych: przeciążenie mechanizmu renera, przeciążenie silnika elektrycznego, wysoka/ niska prędkość ruchu;
- ▶ wyłączników: oświetlenia, wycieraczki szyby przedniej, wentylacji kabiny;
- ▶ wyłącznika zabezpieczeń dla zasztatowania dźwigu na podróż morską.

Dźwigi elektryczne BLM posiadają następujące zabezpieczenia:

- ▶ powrót dźwigni renera oraz dźwigni obrotu/ zmiany wysięgu do położenia zero-owego;
- ▶ awaryjny przycisk stop w kabinie operatora;
- ▶ wyłączniki krańcowe pełnego i pustego bębna mechanizmów renera i zmiany wysięgu;
- ▶ wyłącznik krańcowy maksymalnego wysięgu;
- ▶ przeciążenie mechanizmu renera;
- ▶ wyłącznik luźnej liny mechanizmów renera i zmiany wysięgu;
- ▶ wolny ruch wysięgnika, kiedy zbliża się do pozycji minimalnego wysięgu;
- ▶ tarczowe hamulce elektromagnetyczne w przypadku zaniku zasilania.

Konstrukcja dźwigów elektrycznych BLM umożliwia: pracę w temperaturach od -20 do $+40^{\circ}\text{C}$, bezstopniową kontrolę prędkości każdego mechanizmu, wykonanie trzech jednoczesnych ruchów przy pełnym obciążeniu i pełnej prędkości, a także pracę przy przechyle do 5° i przegłębieniu do 2° .

Elektryczne żurawie wysięgnikowe firmy BLM napędzane są przez silniki pierścieniowe prądu zmiennego z zamontowanymi tarczowymi hamulcami elektromagnetycznymi, których zadaniem jest wyhamowanie ruchu bębna mechanizmu podnoszenia/ opuszczania z podwieszonym ładunkiem w przypadku awarii zasilania (patrz rys. 3.8). Silniki elektryczne sterowane przez tyrystorowy system elektroniczny umożliwiają spokojną, bezstopniową regulację prędkości ruchów. Charakteryzują się również niskim zapotrzebowaniem na energię elektryczną. W momencie rozruchu natężenie prądu wynosi 250% natężenia znamionowego w czasie zaledwie 0,1–0,2 s, co nie jest „odczuwalne” dla agregatów prądotwórczych.

Zasilanie żurawia z rozdzielniczy statkowej (prądem trójfazowym $3 \times 380\text{ V}$, 50 Hz lub $3 \times 440\text{ V}$, 60 Hz) jest podłączone do centralnego, pierścieniowego, obrotowego zbieracza prądu, który składa się z czterech pierścieni zasilania oraz dwóch niezależnych pierścieni dla grzania i oświetlenia, umieszczonego pod żurawiem. Omawiany dźwig wyposażony jest w ogrzewanie kabiny oraz postojowe ogrzewanie silników elektrycznych, rozdzielnic i pulpitów. Odbiorniki te, a także obwody oświetleniowe zasilane są prądem zmiennym o napięciu 220 V.



Rys. 3.18. Sterownik przenośny dźwigu o napędzie elektrycznym firmy BLM

Źródło: [14]

W razie potrzeby dźwig może być sterowany także ze stanowiska przenośnego przedstawionego na rysunku 3.18.

3.4.3. Żurawie pokładowe o napędzie elektrohydraulicznym

Żurawie pokładowe wysięgnikowe o napędzie elektrohydraulicznym stosuje się w sytuacjach, w których wymagany jest większy udźwig, a ponadto w porównaniu z żurawiami z napędem elektrycznym są one odporniejsze na przeciążenia oraz mniej wrażliwe na zapylenie i wilgotność środowiska, w którym pracują. Można również za ich pomocą precyzyjnie manipulować przenoszonymi ładunkami dzięki możliwości płynnej regulacji pracy elementów wykonawczych (silników lub siłowników). Natomiast w przypadku awarii możliwości ich naprawy przez załogę statku są ograniczone – zwykle wymaga to wezwania specjalistycznego serwisu. Żurawie o napędzie elektrohydraulicznym są dodatkowo stosunkowo czułe na wibracje, które mogą powodować przecieki oleju w wyniku luzowania się połączeń śrubowych.

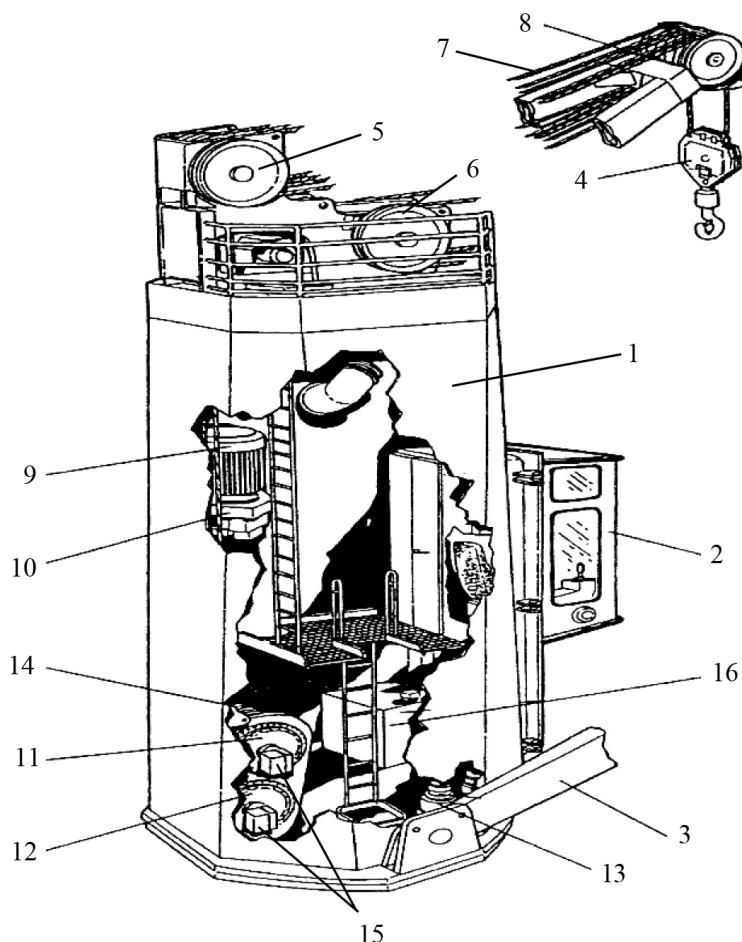
Budowę i zasadę działania żurawia pokładowego o napędzie elektrohydraulicznym omówiono na przykładzie dźwigu MacGregor typ GL 3024-2/2424gr, którego podstawowe parametry eksploatacyjne przedstawiono w tabeli 3.1, a widok wraz z rozmieszczeniem poszczególnych mechanizmów – na rysunku 3.19.

Tab. 3.1. Podstawowe parametry eksploatacyjne żurawia wysięgnikowego firmy MacGregor typ GL 3024-2/2424gr

Firma	MacGregor Hägglunds
Typ	GL 3024-2/2424gr
Masa żurawia [t]	37
Wysięg roboczy maks./min. [m]	24,0/3,0
Udźwig maksymalny dla haka [t]	30
Udźwig maksymalny dla chwytaka [t]	24
Prędkość podnoszenia unosu o masie 0–30 t [m/min]	0–25
Prędkość podnoszenia unosu o masie 0–12 t [m/min]	0–50
Maksymalna prędkość obrotu żurawia [obr/min]	1,4
Prędkość zmiany wysięgu od maksymalnego do minimalnego [s]	43
Mechanizm podnoszenia	wciągarka obrotowa
Mechanizm zmiany wysięgu	wciągarka obrotowa
Mechanizm obrotu	silniki hydrauliczne

Źródło: [10]

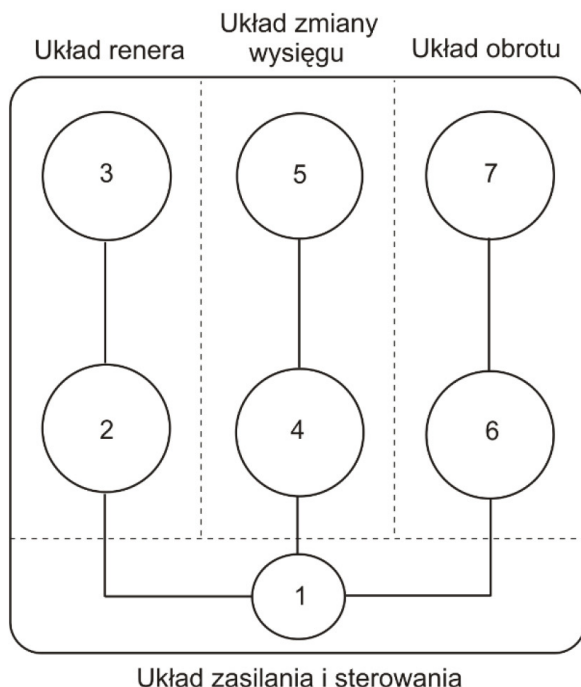
Wszystkie elementy napędu żurawia (oprócz krążków linowych i lin) umieszczone są wewnątrz ostojnicy (1), do której zamocowana jest również kabina operatora (2). W kabinie znajduje się ergonomiczne stanowisko sterowania mechanizmami dźwigu: podnoszenia, zmiany wysięgu i obrotu. Mechanizm podnoszenia składa się z wciągarki renera (12) napędzanej silnikiem hydraulicznym, krążków linowych (6, 8) i lin (7) zakończonych blokiem renera (4). Podobnie zbudowany jest mechanizm zmiany położenia wysięgnika (3). Głównym elementem jest tutaj wciągarka linowa (11), także napędzana silnikiem hydraulicznym. Z kolei obrót żurawia realizowany jest za pomocą dwóch silników hydraulicznych (13), napędzających pierścień obrotowy, na którym posadowiona jest ostojnica (1). Silniki hydrauliczne mechanizmów podnoszenia/opuszczania, zmiany wysięgu i obrotu dźwigu zasilane są pompami hydraulicznymi (oddzielnymi dla każdego systemu), które montowane są w zespół pompowy (10) i napędzane poprzez przekładnię od głównego silnika elektrycznego (9). Natomiast pompa obwodu sterowania, uzupełniania, chłodzenia i filtrowania oleju, która w dalszej części opisu będzie nazywana pompą zasilającą, znajduje się w zbiorniku oleju (16).



Rys. 3.19. Rozmieszczenie mechanizmów w żurawiu MacGregor GL 3024-2/2424gr
 (1 – ostojnica, 2 – kabina operatora, 3 – wysięgnik, 4 – blok renera, 5 – krążek linowy wysięgnika, 6 – krążek linowy renera, 7 – takielunek, 8 – krążek linowy na noku wysięgnika, 9 – silnik elektryczny, 10 – zespół pomp hydraulicznych, 11 – wciągarka wysięgnika, 12 – wciągarka renera, 13 – napęd obrotu żurawia, 14 – wyłącznik luźnej liny mechanizmów podnoszenia i zmiany wysięgu, 15 – wyłączniki wrzecionowe krzywkowe, 16 – zbiornik oleju z pompą zasilającą)

Źródło: [10]

Reasumując, napęd hydrauliczny omawianego dźwigu składa się z trzech oddzielnych układów hydraulicznych zamkniętych służących do napędu mechanizmów podnoszenia/ opuszczania renera, zmiany wysięgu i obrotu dźwigu oraz jednego otwartego układu zasilania i sterowania. Schematycznie pokazano to na rysunku 3.20.



Rys. 3.20. Rodzaje układów hydraulicznych dźwigu MacGregor GL 3024-2/2424gr

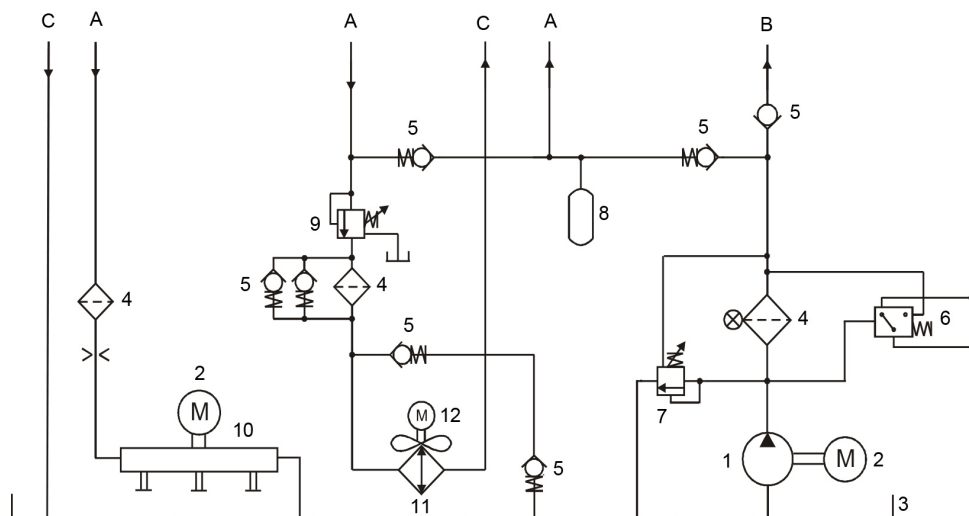
(1 – pompa zasilająca, 2 – pompa układu renera, 3 – silnik hydrauliczny układu renera, 4 – pompa układu zmiany wysięgu, 5 – silnik hydrauliczny układu zmiany wysięgu, 6 – pompa układu obrotu, 7 – silnik hydrauliczny układu obrotu)

Źródło: opracowanie własne na podstawie [10]

Układ zasilania i sterowania. Jest to układ hydrauliczny otwarty, charakteryzujący się tym, że olej zasysany ze zbiornika przez pompę po wypełnieniu swojej funkcji powraca do zbiornika. Układ ten realizuje następujące zadania:

- ▶ uzupełnianie strat oleju wynikających z przecieków wewnętrznych występujących w pompach i silnikach hydraulicznych układów zamkniętych napędu mechanizmów podnoszenia/ opuszczania, zmiany wysięgu i obrotu;
- ▶ sterowanie pracą pomp, silników hydraulicznych i hamulców;
- ▶ płukanie i chłodzenie korpusów pomp, silników hydraulicznych i hamulców;
- ▶ smarowanie i chłodzenie przekładni zespołu pomp hydraulicznych;
- ▶ filtrowanie i chłodzenie oleju.

Schemat układu zasilania i sterowania pokazano na rysunku 3.21.



Rys. 3.21. Układ zasilania i sterowania dźwigu MacGregor GL 3024-2/2424gr

(1 – pompa zasilająca, 2 – silnik elektryczny, 3 – zbiornik oleju, 4 – filtr, 5 – zawór zwrotny, 6 – presostat, 7 – zawór bezpieczeństwa, 8 – akumulator, 9 – zawór przelewowy, 10 – przekładnia zębata, 11 – chłodnica oleju, 12 – wentylator napędzany silnikiem elektrycznym, A – obieg zasilania, B – obieg sterowania, C – obieg płukania i chłodzenia)

Źródło: opracowanie własne na podstawie [10]

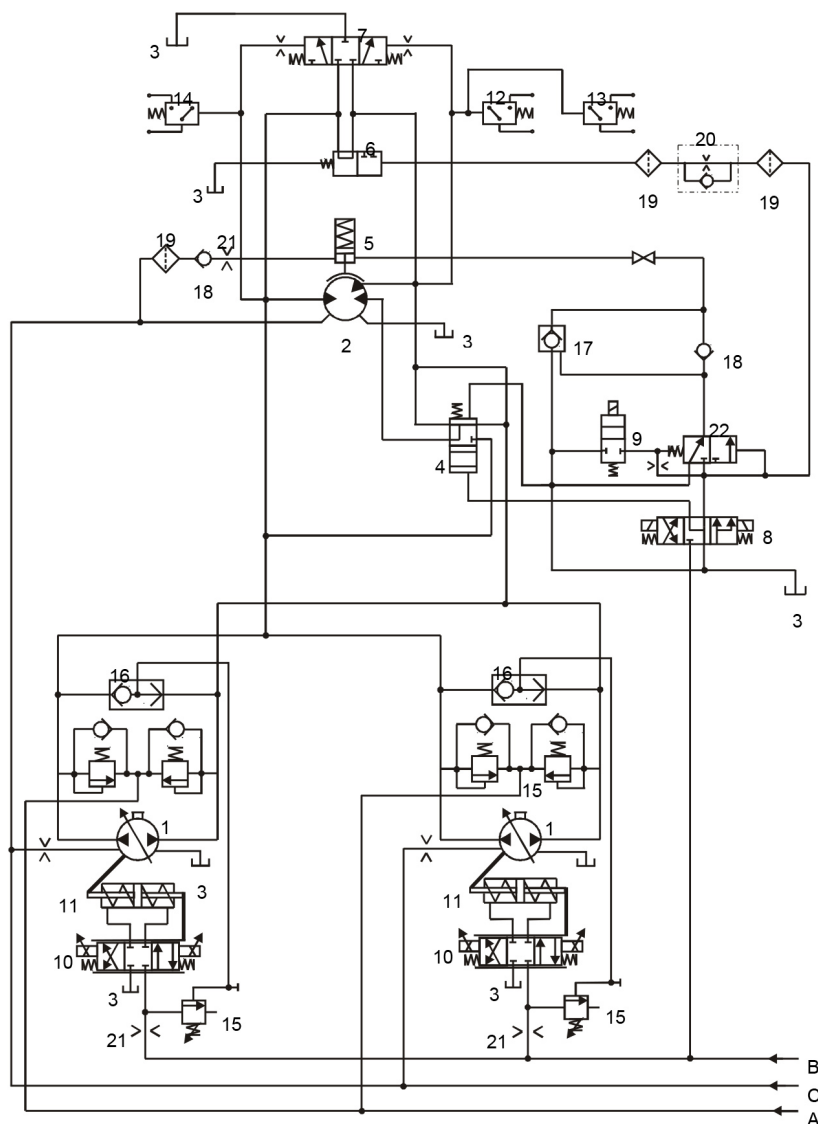
Śrubowa pompa zasilająca (1) napędzana silnikiem elektrycznym (2) zasysa olej ze zbiornika (3) i tłoczy go poprzez filtr (4) i zawory zwrotne (5) do obiegów zasilania (A) i sterowania (B). Filtr (4) za pompą zasilającą wyposażony jest w elektryczny sygnalizator stopnia zanieczyszczenia. Spadek ciśnienia za filtrem, wynikający z jego zabrudzenia, powoduje przestawienie styków presostatu (6) i w efekcie zadziałanie sygnalizacji alarmowej wskazującej na konieczność wymiany lub oczyszczenia wkładu filtra. Zawór bezpieczeństwa (7) zabezpiecza obieg przed nadmiernym wzrostem ciśnienia, natomiast akumulator (8) utrzymuje stałe ciśnienie oleju zasilającego. Wielkość tego ciśnienia regulowana jest zaworem przelewowym (9) w zakresie 1,9–2,5 MPa. Olej z obiegu zasilania tłoczony jest również na zazębienia kół zębatach przekładni (10), za pośrednictwem której napędzane są pompy hydrauliczne obwodów podnoszenia/opuszczania, zmiany wysięgu i obrotu dźwigu. Powrotny strumień oleju zasilającego kierowany jest poprzez zawór przelewowy (9) i filtr oleju (4) na chłodnicę powietrzno-rurową (11). Przepływ powietrza chłodzącego przez chłodnicę wymuszony jest wentylatorem (12) napędzanym silnikiem elektrycznym. Schłodzony olej przewodem (C) dostarczany jest do korpusów pomp, silników i hamulców hydraulicznych, a po ich przepłukaniu i schłodzeniu wraca do zbiornika (3).

Układ renera. Schemat napędu hydraulicznego mechanizmu podnoszenia/opuszczania ciężaru dźwigu MacGregor GL 3024-2/2424gr pokazano na rysunku 3.22. W układzie hydraulicznym typu zamkniętego znajdują się dwie pompy główne (1) i silnik napędu bębna linowego wciągarki renera (2). Układ zamknięty charakteryzuje się tym, że olej po spełnieniu swojego zadania w elemencie wykonawczym (silniku lub siłowniku) wraca na ssanie pompy głównej, a nie do zbiornika. W rozpatrywanym układzie zastosowano pompy wielotłokowe osiowe o zmiennej wydajności i zmiennym kierunku przepływu oraz dwubiegowy, wielotłokowy, promieniowy silnik hydrauliczny. Szczegółowy opis budowy i zasady działania tych urządzeń można znaleźć w pracy [8].

W pozycji elementów jak na rysunku obieg sterowania jest zdrenowany do zbiornika przez rozdzielacz (8). Pompy (1) pracują jałowo, olej dostarczany z układu zasilania i sterowania obiegami A i C chłodzi i przepłukuje korpusy pomp, silnika hydraulicznego i hamulca, a także uzupełnia ewentualne ubytki oleju w obiegu głównym. Obie strony silnika hydraulicznego połączone są poprzez rozdzielacz (6). Układ hydrauliczny renera nie wykonuje żadnej pracy.

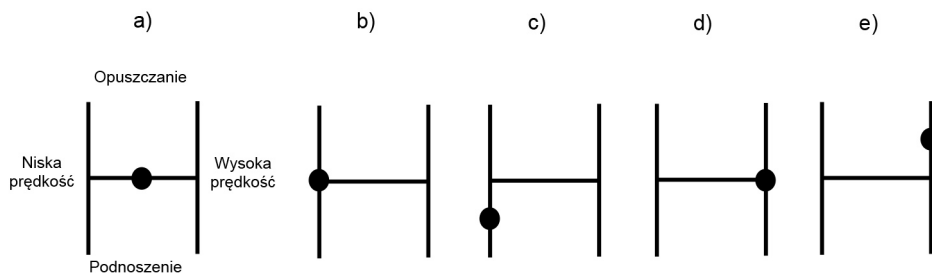
Sterowanie pracą dźwigu odbywa się z kabiny operatora za pomocą sterownika potencjometrycznego. Możliwe położenia sterownika pokazano na rysunku 3.23. Wychylenie sterownika z położenia neutralnego spowoduje zasilenie cewek rozdzielaczy (8, 9) i ich przestawienie. Zmiana położenia rozdzielacza (9) spowoduje z kolei przestawienie rozdzielacza (22). W rezultacie olej sterujący z obiegu (B) poprzez rozdzielacze (8, 22) zostanie doprowadzony do cylindra hamulca hydraulicznego (5) bębna linowego, a poprzez filtry (19) i zawór dławiąco-zwrotny (20) do rozdzielacza (6) odciążającego obieg główny. W efekcie (po pokonaniu siły napięcia sprężyny) nastąpi zwolnienie hamulca (5) oraz przestawienie rozdzielacza (6) i rozdzielenie obu stron silnika hydraulicznego (2).

Zastosowanie dwubiegowego, wielotłokowego, promieniowego silnika hydraulicznego umożliwia pracę wciągarki podnoszenia/opuszczania z większą prędkością (0–50 m/min) przy mniejszych obciążeniach (0–12 t) lub z mniejszą prędkością (0–25 m/min) przy większych obciążeniach (0–30 t). W pierwszym przypadku olej zostaje doprowadzony do połowy cylindrów silnika. W rezultacie silnik obraca się szybciej, ale generuje mniejszy moment obrotowy na wale wyjściowym. Doprowadzenie oleju do wszystkich cylindrów silnika zmniejsza jego prędkość obrotową, zwiększając jednocześnie moment na wale wyjściowym. Prędkość podnoszenia/opuszczania wybiera operator dźwigu, ustawiając sterownik w odpowiednie położenie, co powoduje zasilenie odpowiedniej (dla wybranego zakresu prędkości) cewki rozdzielacza (8).



Rys. 3.22. Układ hydrauliczny mechanizmu podnoszenia/ opuszczania ciężaru dźwigu MacGregor GL 3024-2/2424gr (1 – pompa główna, 2 – silnik hydrauliczny, 3 – zbiornik oleju, 4 – rozdzielacz sterowania chłtonnością silnika hydraulicznego, 5 – hamulec bębna linowego, 6, 7 – rozdzielacze odciążające obieg główny, 8, 9 – rozdzielacze obwodu sterowania, 10 – rozdzielacz sterowania wydajnością pompy głównej, 11 – siłownik nastawczy wydajności pompy głównej, 12, 13, 14 – przekaźniki ciśnieniowe, 15 – zawór bezpieczeństwa, 16 – podwójny zawór zwrotny, 17 – zawór zwrotny z podtrzymaniem ciśnieniem oleju sterującego, 18 – zawór zwrotny, 19 – filtr oleju, 20 – zawór dławiąco-zwrotny, 21 – zawór dławiący, 22 – rozdzielacz, A – obieg zasilania, B – obieg sterowania, C – obieg płukania i chłodzenia)

Źródło: opracowanie własne na podstawie [10]



Rys. 3.23. Możliwe położenia sterownika mechanizmu podnoszenia/ opuszczania

Źródło: opracowanie własne na podstawie [10]

Sterowanie pracą pomp (kierunkiem tłoczenia i wydajnością) odbywa się za pomocą rozdzielaczy (10) i siłowników (11). Dalsze wychylenie sterownika przykładowo w kierunku podnoszenia (rys. 3.23c) spowoduje doprowadzenie napięciowego sygnału sterującego do jednej z cewek rozdzielacza (10). Bez sygnału sterującego w cewce pompy pracują jałowo i nie dostarczają oleju. Wybór cewki decyduje o kierunku tłoczenia pompy, a tym samym o kierunku obrotu silnika hydraulicznego (2). Z kolei stopień wychylenia dźwigni sterownika określa wielkość napięcia zasilającego cewkę, to zaś powoduje proporcjonalne do jego wielkości przesunięcie suwaka rozdzielacza. Dzięki temu olej o odpowiednim natężeniu przepływu kierowany jest do jednej z komór siłownika (11), który nastawia żądaną wydajność pompy. Wielkość napięcia zasilającego cewkę określa zatem wydajność pompy, a tym samym prędkość podnoszenia/ opuszczania ładunku w wybranym zakresie prędkości. Jest to regulacja oparta na zasadzie techniki proporcjonalnej, która polega na tym, że wielkość otwarcia przepływów oleju jest proporcjonalna do wielkości sygnału elektrycznego na cewkach elektromagnetycznych. Umożliwia to programową regulację parametrów pracy pomp, silników i siłowników hydraulicznych.

Pomiędzy siłownikiem (11) a rozdzielaczem (10) zastosowano mechaniczne sprzężenie zwrotne. Wraz z ruchem tłoka nastawczego dźwignia sprzężenia zwrotnego przesuwają korpus rozdzielacza. Wzajemne położenie korpusu i suwaka rozdzielacza wraca do położenia początkowego i proces regulacji się kończy.

Wychylenie sterownika z pozycji neutralnej w kierunku przeciwnym (opuszczanie renera) spowoduje taki sam ciąg zdarzeń, poza tym, że zasilona zostanie inna cewka rozdzielacza (10), co spowoduje przeciwny kierunek tłoczenia pompy i w konsekwencji opuszczanie renera.

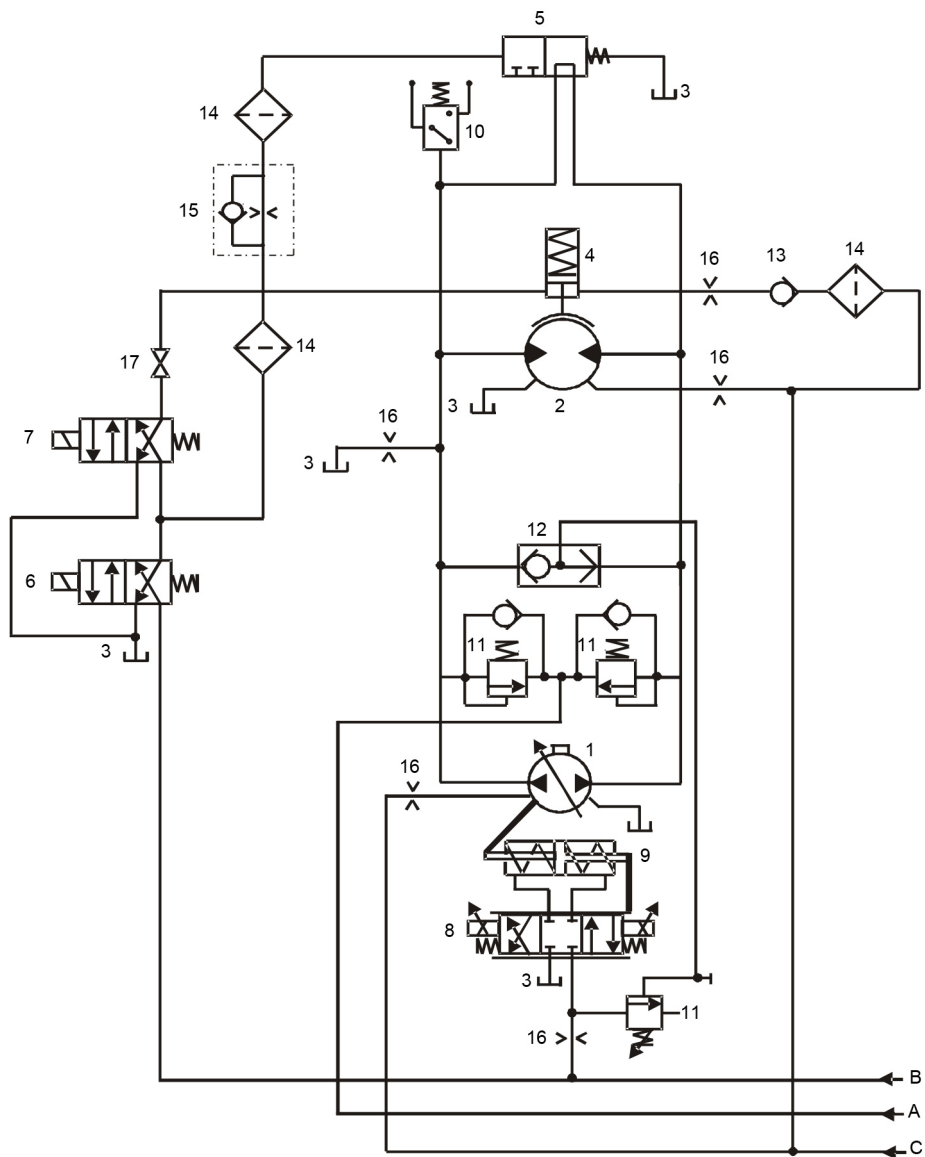
Układ hydrauliczny renera posiada zabezpieczenia w postaci przeciążeniowych przełączników ciśnieniowych (12, 13). Ich zadaniem jest zmniejszenie prędkości pracy wciągarki podnoszenia (przestawienie rozdzielacza (8) na zakres niższych prędkości),

jeśli podnoszony jest ładunek o masie większej niż 12 t, a operator wymusił sterownikiem pracę w zakresie wyższych prędkości, lub unieruchomienie dźwigu w przypadku ładunku przekraczającego udźwig maksymalny, który wynosi 30 t. W tym przypadku nastąpi wyłączenie głównego silnika elektrycznego (patrz rys. 3.19, pkt 9). Zatem przekazywane te działają w przypadku wzrostu ciśnienia oleju w układzie hydraulicznym powyżej określonej nastawy. W układzie tym znajduje się również trzeci przekazywany ciśnieniowy (14), który działa przy spadku ciśnienia oleju w obiegu głównym poniżej wartości nastawy, np. wskutek nieszczelności. Sytuacja taka powoduje też wyłączenie głównego silnika elektrycznego dźwigu. Z kolei zawory bezpieczeństwa (15) zabezpieczają elementy instalacji przed przeciążeniem wynikającym z nadmiernego wzrostu ciśnienia oleju.

Układ zmiany wysięgu. Schemat napędu hydraulicznego mechanizmu zmiany wysięgu dźwigu MacGregor GL 3024-2/2424gr przedstawiono na rysunku 3.24. Główny układ typu zamkniętego składa się z pompy wielotłokowej osiowej (1) i wielotłokowego promieniowego silnika hydraulicznego (2). Pompa ma możliwość zmiany kierunku tłoczenia i wydajności (podobnie jak w układzie hydraulicznym renera), natomiast silnik charakteryzuje się stałą chłonnością. Zatem zmiana prędkości obrotowej silnika, a tym samym prędkości ruchu mechanizmu zmiany wysięgu odbywa się poprzez zmianę wydajności pompy.

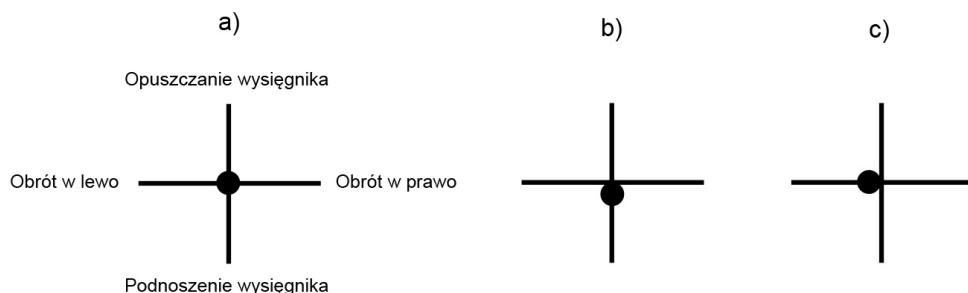
W pozycji elementów jak na rysunku obieg sterowania jest zdrenowany do zbiornika poprzez rozdzielacze (6, 7). Pompa pracuje jałowo, olej dostarczany z układu zasilania i sterowania obiegami A oraz C chłodzi i przepłukuje korpusy pompy głównej, silnika hydraulicznego i hamulca bębna linowego, a także uzupełnia ewentualne ubytki oleju w obiegu głównym. Obie strony silnika hydraulicznego (2) połączone są poprzez rozdzielacz odciążający (5). Układ hydrauliczny nie wykonuje żadnej pracy.

Sterowanie pracą mechanizmu zmiany wysięgu oraz mechanizmu obrotu dźwigu realizowane jest za pomocą jednego sterownika przedstawionego na rysunku 3.25. Sytuacja opisana powyżej odpowiada neutralnemu położeniu sterownika (rys. 3.25a). Wychylenie sterownika z tego położenia przykładowo w kierunku podnoszenia wysięgnika (rys. 3.25b) spowoduje zasilenie cewek rozdzielacza obwodu sterowania (6, 7) i ich przesterowanie. Olej sterujący z obiegu (B) zostanie doprowadzony do cylindra hamulca hydraulicznego bębna linowego (4) oraz rozdzielacza odciążającego (5). W efekcie (po pokonaniu siły napięcia sprężyny) nastąpi zwolnienie hamulca (4) oraz przestawienie rozdzielacza (5) i rozdzielenie obu stron silnika hydraulicznego (2). Dalsze wychylenie sterownika w kierunku podnoszenia wysięgnika spowoduje doprowadzenie napięciowego sygnału sterującego do jednej z cewek rozdzielacza (8) sterowania wydajnością pompy głównej (1) (brak sygnału sterującego w cewkach rozdzielacza (8) sprawia, że pompa pracuje jałowo).



Rys. 3.24. Układ hydrauliczny mechanizmu zmiany wysięgu dźwigu MacGregor GL 3024-2/2424gr (1 – pompa główna, 2 – silnik hydrauliczny, 3 – zbiornik oleju, 4 – hamulec bębna linowego, 5 – rozdzielacz odciażający obieg główny, 6, 7 – rozdzielacze układu sterowania, 8 – rozdzielacz sterowania wydajnością pompy głównej, 9 – siłownik nastawczy wydajności pompy głównej, 10 – wyłącznik ciśnieniowy, 11 – zawór bezpieczeństwa, 12 – podwójny zawór zwrotny, 13 – zawór zwrotny, 14 – filtr oleju, 15 – zawór dławiąco-zwrotny, 16 – zawór dławiący, 17 – zawór odcinający, A – obieg zasilania, B – obieg sterowania, C – obieg płukania i chłodzenia)

Źródło: opracowanie własne na podstawie [10]



Rys. 3.25. Możliwe położenia sterownika mechanizmu zmiany wysięgu i obrotu

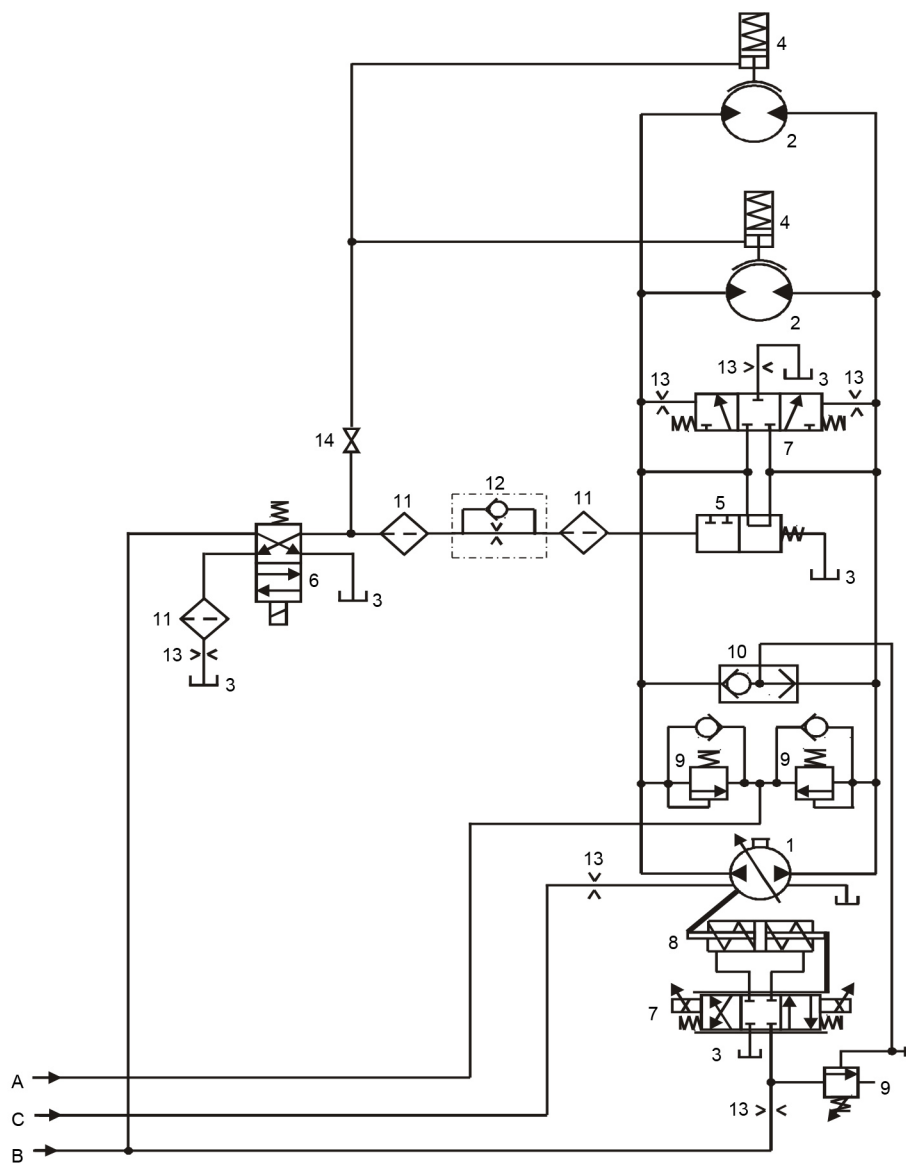
Źródło: opracowanie własne na podstawie [10]

Wybór cewki wynikający z kierunku wychylenia sterownika decyduje o kierunku tłoczenia pompy, a tym samym o kierunku pracy mechanizmu, natomiast stopień wychylenia dźwigni określa wielkość napięcia zasilającego cewkę, a to z kolei powoduje proporcjonalne do jego wielkości przesunięcie suwaka rozdzielacza (8). Dzięki temu olej o odpowiednim natężeniu przepływu kierowany jest do jednej z komór siłownika (9), który nastawia żądaną wydajność pompy.

Wychylenie sterownika z pozycji neutralnej w kierunku przeciwnym (opuszczanie wysięgnika) spowoduje taki sam ciąg zdarzeń, prócz tego, że zasilona zostanie inna cewka rozdzielacza (8), co spowoduje przeciwny kierunek tłoczenia pompy i w konsekwencji opuszczanie wysięgnika. Podobnie jak w obwodzie renera, pomiędzy siłownikiem (9) a rozdzielaczem (8) zastosowano mechaniczne sprzężenie zwrotne.

W rozpatrywanym układzie hydraulicznym znajduje się wyłącznik ciśnieniowy (10), który działa przy spadku ciśnienia oleju w obiegu głównym poniżej wartości nastawy np. wskutek nieszczelności (podobnie jak w układzie renera). Sytuacja taka powoduje wyłączenie dźwigu – unieruchomienie głównego silnika elektrycznego (patrz rys. 3.19, pkt 9). Zawory bezpieczeństwa (11) zabezpieczają układ hydrauliczny przed przeciążeniem wynikającym z nadmiernego wzrostu ciśnienia oleju.

Układ obrotu. Schemat napędu hydraulicznego mechanizmu obrotu dźwigu MacGregor GL 3024-2/2424gr przedstawiono na rysunku 3.26. Układ hydrauliczny typu zamkniętego składa się z pompy wielotłokowej osiowej (1) i dwóch wielotłokowych promieniowych silników hydraulicznych (2). Pompa ma możliwość zmiany kierunku tłoczenia i wydajności (podobnie jak w układzie renera i zmiany wysięgu), natomiast silniki charakteryzują się stałą chłonnością. Zatem zmiana prędkości obrotowej silników, a tym samym prędkości obrotu dźwigu odbywa się poprzez zmianę wydajności pompy.



Rys. 3.26. Układ hydrauliczny mechanizmu zmiany obrotu dźwigu MacGregor GL 3024-2/2424gr (1 – pompa główna, 2 – silnik hydrauliczny, 3 – zbiornik oleju, 4 – hamulec bębna linowego, 5 – rozdzielacz odciążający obieg główny, 6 – rozdzielacz układu sterowania, 7 – rozdzielacz sterowania wydajnością pompy głównej, 8 – siłownik nastawczy wydajności pompy głównej, 9 – zawór bezpieczeństwa, 10 – podwójny zawór zwrotny, 11 – filtr oleju, 12 – zawór dławiąco-zwrotny, 13 – zawór dławiący, 14 – zawór odcinający, A – obieg zasilania, B – obieg sterowania, C – obieg płukania i chłodzenia)

Źródło: opracowanie własne na podstawie [10]

W pozycji elementów jak na rysunku obieg sterowania zdrenowany jest do zbiornika przez rozdzielacz (6). Pompa pracuje jałowo, olej dostarczany z układu zasilania i sterowania przewodami A oraz C chłodzi i przepłukuje korpusy pompy (1), silników hydraulicznych (2) i hamulców hydraulicznych (4), a także uzupełnia ewentualne ubytki oleju w obiegu głównym. Obie strony silników hydraulicznych są połączone poprzez rozdzielacz odciążający (5). Układ nie wykonuje żadnej pracy. Sterowanie pracą mechanizmu obrotu dźwigu odbywa się z kabiny operatora za pomocą tego samego sterownika, który służy do zmiany położenia wysięgnika. Możliwe położenia tego sterownika pokazano na rysunku 3.25. Sytuacja opisana powyżej odpowiada neutralnemu położeniu sterownika przedstawionemu na rysunku 3.25a. Wychylenie sterownika z tego położenia przykładowo w kierunku „obróć w lewo” (patrz rys. 3.25c) spowoduje zasilenie cewki rozdzielacza obwodu sterowania (6) i jego przestawienie. Olej sterujący z obiegu (B) zostanie doprowadzony do cylindrów hamulców hydraulicznych (4) oraz rozdzielacza odciążającego (5). W efekcie, po pokonaniu sił napięcia sprężyn hamulców, nastąpi ich zwolnienie oraz przestawienie rozdzielacza odciążającego (5) i rozdzielenie obu stron silników hydraulicznych (2). Dalsze wychylenie sterownika w wybranym kierunku spowoduje doprowadzenie napięciowego sygnału sterującego do jednej z cewek rozdzielacza (7) sterowania wydajnością pompy głównej (1). Regulacja wydajności pompy, podobnie jak w przypadku obwodów renera i zmiany wysięgu, odbywa się na zasadzie techniki proporcjonalnej.

Efektem wychylenia sterownika z pozycji neutralnej w kierunku przeciwnym („obróć w prawo”) będzie taki sam ciąg zdarzeń, z tym że zasilona zostanie inna cewka rozdzielacza (7), co spowoduje inny kierunek tłoczenia pompy, a tym samym obrót dźwigu w przeciwną stronę.

Zawory bezpieczeństwa (9) zabezpieczają układ hydrauliczny przed przeciążeniem wynikającym z nadmiernego wzrostu ciśnienia oleju.

Obwód elektryczny. Urządzenia elektryczne dźwigu MacGregor GL 3024-2/2424gr są zasilane z rozdzielnic statkowej kablem podłączonym do centralnego zbieracza prądu umieszczonego pod żurawiem. Dźwig ten wyposażony jest w ogrzewanie kabiny i maszynowni, ogrzewanie postojowe silników, rozdzielnic i pulpity oraz regulowane termostatem ogrzewanie oleju w zbiorniku. Odbiorniki te, a także obwody oświetleniowe zasilane są prądem zmiennym o napięciu 220 V i częstotliwości 60 Hz.

Głównymi podzespołami napędu elektrycznego, którego schemat ideowy pokazano na rysunku 3.27, są silniki indukcyjne klatkowe zespołu pompowego, pompy zasilającej, chłodnicy oleju i wentylatora żurawia. Silniki te zasilane są napięciem 3×440 V, 60 Hz. Z głównej szyny rozdzielczej (3×440 V, 60 Hz) poprzez transformator zasilane są również prądem zmiennym jednofazowym o napięciu 230 V obwody sterowania elektrycznego.



Z kolei poprzez transformator i mostki prostownikowe prądem stałym o napięciu 24 V zasilany jest mikroprocesorowy sterownik programowalny, a prądem o napięciu 8 V – sterowniki potencjometryczne w kabinie operatora. Do mikroprocesorowego sterownika programowalnego dochodzą wszystkie sygnały z czujników pomiarowych i sterowników potencjometrycznych. W przypadku zakłóceń w pracy żurawia sterownik mikroprocesorowy wyświetla numer usterki i w zależności od jej wagi tylko ją sygnalizuje lub sygnalizuje i unieruchamia żuraw. Ponadto zachowuje w pamięci usterki, które wystąpiły wcześniej.

Silnik główny o mocy 125 kW jest załączany poprzez przełącznik gwiazda–trójkąt. W momencie rozruchu uzwojenia silnika połączone są w gwiazdę, co zmniejsza napięcie podawane na każde uzwojenie fazowe o wartość $\sqrt{3}$ i obniża trzykrotnie prąd pobierany przez silnik. Jednocześnie trzykrotnie obniża się również moment rozruchowy silnika. Po osiągnięciu odpowiedniej prędkości obrotowej silnika elektrycznego następuje przełączenie uzwojeń w trójkąt i normalna praca silnika odbywa się już w tej konfiguracji połączeń.

Rozruch silników elektrycznych mniejszej mocy, napędzających wentylator chłodnicy oleju i wentylator żurawia, odbywa się bezpośrednio. W tym przypadku na zaciski silnika podawane jest pełne napięcie, a pobierany prąd osiąga wartość 5–8 razy większą od prądu znamionowego.

W napędzie pompy zasilającej zastosowano silnik asynchroniczny dwubiegowy w układzie Dahlandera, który umożliwia pracę z dwiema prędkościami obrotowymi. Rozwiązanie to pozwala na zmianę liczby par biegunów magnetycznych w uzwojeniu stojana, a więc na zmianę prędkości synchronicznej silnika bez użycia falownika ani dodatkowego uzwojenia.

Silnik Dahlandera ma jedno uzwojenie trójfazowe, którego cewki można połączyć w różny sposób za pomocą odpowiednich styczników (A21, A22, A23 – rys. 3.27). W zależności od połączenia – gwiazda (Y), podwójna gwiazda (YY) lub trójkąt (Δ) – liczba biegunów magnetycznych stojana ulega zmianie. W połączeniu gwiazda lub podwójna gwiazda powstają cztery bieguny, co pozwala na uzyskanie prędkości synchronicznej około 1500 obr/min przy częstotliwości zasilania 50 Hz. W połączeniu trójkątnym liczba biegunów zmniejsza się do dwóch, a prędkość synchroniczna wzrasta do około 3000 obr/min. W przypadku zasilania z sieci okrętowej o częstotliwości 60 Hz wartości te rosną proporcjonalnie i wynoszą odpowiednio około 1800 oraz 3600 obr/min.

W praktyce rzeczywista prędkość robocza silnika jest nieco niższa z powodu poślizgu – zjawiska typowego dla silników asynchronicznych, w którym prędkość wirnika jest o kilka procent mniejsza od prędkości pola magnetycznego. Z tego względu w dokumentacji często spotyka się oznaczenia 1450/2850 obr/min dla sieci lądowej oraz 1750/3500 obr/min dla sieci okrętowej.

Zmiana prędkości w układzie Dahlandera odbywa się poprzez przełączenie konfiguracji uzwojeń stojana za pomocą zestawu styczników. W położeniu odpowiadającym biegowi niższemu uzwojenia są połączone tak, aby zwiększyć liczbę biegunów magnetycznych – najczęściej w układzie podwójnej gwiazdy. Dla biegu wyższego liczba biegunów zostaje zmniejszona przez połączenie uzwojeń w trójkąt. Bezpośrednie przełączanie między tymi dwiema konfiguracjami w trakcie pracy silnika jest niedopuszczalne, ponieważ uzwojenia, które w jednym połączeniu pracują szeregowo, w drugim stają się równoległe. Gdyby przełączenie nastąpiło bez wcześniejszego wyłączenia zasilania, doprowadziłoby to do zwarcia międzyfazowego oraz do bardzo dużych prądów udarowych, które mogłyby spowodować uszkodzenie uzwojeń i aparatury. Z tego powodu zmiana prędkości jest możliwa dopiero po całkowitym zatrzymaniu silnika i odłączeniu napięcia z obwodu głównego.

Zmiana prędkości silnika elektrycznego powoduje zmianę prędkości obrotowej napędzanej przez niego pompy śrubowej, co przy niezmienniej charakterystyce rurociągu zmienia wydajność i ciśnienie tłoczenia pompy. W opisywanym układzie zastosowano przełącznik funkcji „zima–lato”, który pozwala dostosować prędkość obrotową pompy zasilającej do aktualnych warunków temperaturowych.

W trybie „zima”, gdy temperatura otoczenia spada poniżej 5°C, silnik pracuje w połączeniu podwójnej gwiazdy. Odpowiada to niższej prędkości obrotowej, przy której moment obrotowy jest większy, ale wydajność i ciśnienie tłoczenia pompy są niższe. Pozwala to na łagodne podgrzanie oleju hydraulicznego o zwiększonej lepkości w warunkach niskiej temperatury. Zgodnie z zaleceniami producenta opisywanego dźwigu proces ten, mający na celu doprowadzenie oleju do właściwej temperatury roboczej, umożliwiając swobodny przepływ, powinien trwać około 24 godz.

Po rozgrzaniu oleju w układzie hydraulicznym lub gdy temperatura otoczenia jest wyższa niż 5°C, pompę zasilającą należy uruchomić w trybie „lato”. W tym położeniu przełącznika silnik pracuje w połączeniu trójkąta, co odpowiada wyższej prędkości obrotowej i mniejszej liczbie biegunów. Prędkość pompy wzrasta dwukrotnie, co skutkuje wyższą wydajnością i wyższym ciśnieniem tłoczenia, a silnik rozwija większą moc mechaniczną, lecz mniejszy moment obrotowy. Jest to tryb pracy właściwy dla normalnych warunków eksploatacji, kiedy olej ma niską lepkość i układ hydrauliczny nie wymaga wstępnego podgrzewania.

Zastosowanie przełącznika „zima–lato” pozwala operatorowi dostosować sposób pracy pompy do warunków temperaturowych, co zapewnia bezpieczny rozruch, właściwe podgrzanie oleju hydraulicznego w niskich temperaturach otoczenia oraz pełną wydajność układu w warunkach normalnych. Rozwiązanie to jest proste, trwałe i powszechnie stosowane w instalacjach okrętowych, gdzie niezawodność i łatwość obsługi mają kluczowe znaczenie.

3.4.4. Obsługa żurawi pokładowych

Żurawie okrętowe nie podlegają dozorowi technicznemu. Nadzór nad ich stanem technicznym jest sprawowany przez inspektorów towarzystw klasyfikacyjnych podczas przeglądów klasowych pięcioletnich i rocznych.

Uprawnienia (certyfikaty) dla osób obsługujących żurawie okrętowe wydawane są przez ośrodki szkoleniowe specjalizujące się w szkoleniach dotyczących dźwignic morskich w odniesieniu do następujących przepisów prawnych:

1. Ustawa z dnia 18 sierpnia 2011 r. o bezpieczeństwie morskim (Dz.U. 2011, nr 228, poz. 1368).
2. Rozporządzenie Ministra Handlu Zagranicznego i Gospodarki Morskiej z dnia 25 czerwca 1979 r. w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy na morskich statkach handlowych (Dz.U. 1979, nr 14, poz. 96).

Za bezpieczne użytkowanie żurawi okrętowych bezpośrednio odpowiedzialna jest osoba obsługująca. Jej podstawowe obowiązki obejmują:

- ▶ postępowanie zgodnie z instrukcją obsługi i eksploatacji urządzenia, a w przypadku otrzymania polecenia wykonania czynności sprzecznych z zasadami eksploatacji – odmowa wykonania polecenia;
- ▶ w przypadku stwierdzenia uszkodzenia urządzenia lub jakichkolwiek nieprawidłowości przy przeładunku – natychmiastowe unieruchomienie go i zawiadomienie przełożonego.

Przed przystąpieniem do pracy operator żurawia pokładowego powinien się najpierw zapoznać z zapisami w książce żurawia, a następnie wykonać następujące czynności:

- ▶ sprawdzić, czy na żurawiu nie znajdują się osoby postronne;
- ▶ sprawdzić, czy konstrukcja nośna nie jest uszkodzona;
- ▶ sprawdzić, czy lina nośna nie jest wypracowana oraz czy hak i zblocze lub chwytak nie mają uszkodzeń;
- ▶ sprawdzić, czy instalacja elektryczna nie jest uszkodzona;
- ▶ sprawdzić, czy nie ma przecieków zewnętrznych z instalacji hydraulicznej;
- ▶ sprawdzić, czy wszystkie dźwignie sterowników znajdują się w pozycji zerowej.

Następnie należy włączyć zasilanie i wykonać następujące czynności:

- ▶ podnieść wysięgnik z położenia morskiego;
- ▶ sprawdzić działanie przyrządów sterowniczych i przycisku stop;
- ▶ sprawdzić działanie mechanizmów poprzez wykonanie wszystkich możliwych ruchów, tj. obrotu, zmiany wysięgu, zmiany położenia haka lub chwytaka;
- ▶ sprawdzić działanie wyłączników krańcowych i hamulców.

W czasie pracy operator żurawia pokładowego powinien:

- ▶ pracować wszystkimi mechanizmami żurawia płynnie, bez szarpnięć ładunku – tylko wyłączenie do zera powinno odbywać się szybko;
- ▶ utrzymywać liny w pozycji pionowej;
- ▶ stosować małe prędkości w strefach krańcowych;
- ▶ obserwować przenoszone ładunki i pilnować, aby znajdowały się w odległości co najmniej 1 m od przedmiotów znajdujących się na drodze przenoszenia;
- ▶ nie przenosić ładunków nad ludźmi, a jeśli nie jest to możliwe, dawać sygnały ostrzegawcze;
- ▶ reagować na sygnały pochodzące od hakowego, a w przypadku sygnału stop reagować bez względu na to, przez kogo został wydany;
- ▶ w przypadku przeładunku materiałów sypkich starać się, aby chwytak był opuszczony możliwie nisko i wysypywanie ładunku nie powodowało powstawania pyłu;
- ▶ w przypadku uszkodzenia żurawia opuścić ładunek (jeśli to możliwe), wyłączyć zasilanie oraz zawiesić w widocznym miejscu tabliczkę z napisem „nie uruchamiać”.

Podczas pracy zabronione jest:

- ▶ podnoszenie ładunków o masie większej od udźwigu, niewłaściwie zamocowanych lub przytwierdzonych do podłoża (przykręconych, przyspawanych, przymarżniętych);
- ▶ pozostawianie ładunku zawieszonego w górze;
- ▶ zbieranie chwytakiem resztek ładunku rozsyanego na pokładzie;
- ▶ podnoszenie ładunków przy ukośnym położeniu liny;
- ▶ praca przy sile wiatru powyżej 8 B, złej widoczności, przechyle powyżej 5° i przegłębieniu powyżej 2°.

Po zakończeniu pracy należy:

- ▶ opuścić chwytak w stanie otwartym lub podnieść hak na wysokość co najmniej 2,2 m;
- ▶ ustawić wysięgnik w położeniu spoczynkowym lub morskim;
- ▶ ustawić dźwignie sterownicze w położeniu zerowym;
- ▶ wyłączyć zasilanie i zamknąć kabinę.

4. Stabilizatory przechyłów

4.1. Wiadomości wstępne

Przechyły statku są naturalnym zjawiskiem wywołanym falowaniem morza, wiatrem czy manewrami. Nadmierne kołysanie jednostki wpływa negatywnie zarówno na jej osiągi eksploatacyjne, jak i na samopoczucie załogi oraz pasażerów. Dlatego systemy stabilizacji przechyłów odgrywają kluczową rolę w nowoczesnej żegludze – umożliwiają utrzymanie jednostki w bardziej stabilnej pozycji, co przekłada się na bezpieczeństwo, wydajność i komfort podróży. Zbyt duże i gwałtowne przechyły mają znaczny wpływ na stateczność, komfort i bezpieczeństwo. Przechyły te mogą prowadzić do utraty stateczności poprzecznej, a w skrajnych przypadkach do wywrócenia statku. Dotyczy to szczególnie statków o dużej powierzchni bocznej narażonej na działanie fal i wiatru. Pasażerowie oraz załoga odczuwają negatywne skutki przechyłów, takie jak dyskomfort, ograniczona mobilność na pokładzie, a w skrajnych przypadkach choroba morska. Z punktu widzenia eksploatacji mniejsza stabilność znacząco obniża jakość podróży oraz efektywność pracy ludzi na morzu. Poza tym przechyły wpływają na pracę urządzeń pokładowych, zmniejszają możliwość prowadzenia precyzyjnych operacji, a także zwiększają ryzyko przesuwania się ładunków, co może zagrażać całej konstrukcji statku.

Współcześnie stosowane systemy stabilizacji można podzielić na trzy zasadnicze grupy.

Pierwszą z nich są **stabilizatory bierne**, które działają bez udziału zewnętrznego źródła energii. Najczęściej mają postać zbiorników wypełnionych wodą (np. systemy typu U-tube czy Flume), w których ciecz przesuwana się przeciwnie do ruchu przechyłowego statku. Choć tego typu rozwiązania są proste i niezawodne, ich skuteczność zależy od prędkości oraz warunków eksploatacji jednostki.

Drugą grupę stanowią **stabilizatory aktywne**, wymagające zasilania i sterowania. Do najczęściej stosowanych należą płetwy stabilizujące, montowane na burtach statku, które za pomocą układów hydraulicznych i komputerowych zmieniają swoje położenie w zależności od aktualnego przechyłu. Stabilizatory aktywne charakteryzują się wysoką skutecznością, szczególnie podczas żeglugi z większą prędkością.

Trzecią kategorię tworzą **systemy hybrydowe**, które łączą zalety obu powyższych rozwiązań. Przykładem są układy zbiornikowo-płetwowe, które mogą działać pasywnie przy małych prędkościach, a przy większych wspomagane są przez płetwy sterowane komputerowo. Dzięki temu jednostka może utrzymać wysoki poziom stabilności w szerokim zakresie warunków eksploatacji [46].

4.2. Podstawy teoretyczne

4.2.1. Podstawy stateczności okrętu

Stateczność okrętu to jego zdolność do utrzymywania równowagi oraz powrotu do położenia pionowego po ustąpieniu zewnętrznych sił zakłócających. Oznacza to, że po działaniu fal, wiatru czy ruchów ładunku statek powinien samoczynnie wrócić do położenia równowagi bez konieczności ingerencji z zewnątrz.

Wyróżnia się dwa podstawowe pojęcia związane z równowagą jednostki:

- ▶ równowaga statyczna – stan, w którym momenty działające na kadłub wzajemnie się równoważą, a statek pozostaje w spoczynku;
- ▶ równowaga dynamiczna – stan odnoszący się do ruchów statku w rzeczywistych warunkach eksploatacji, gdy jest on poddawany okresowym wymuszeniom, np. falowaniu.

Stateczność można rozpatrywać w dwóch aspektach:

- ▶ stateczność początkowa, czyli zachowanie statku przy niewielkich przechyłach (zazwyczaj do kilku stopni), zależna głównie od wysokości metacentrycznej (GM);
- ▶ stateczność ogólna (pełna), obejmująca zakres dużych przechyłów, aż do punktu utraty równowagi.

Jeśli po zakłóceniu zewnętrznym powstaje moment prostujący, który dąży do przywrócenia jednostki do pozycji pionowej, statek jest stateczny. Jeżeli moment ten nie występuje, mówimy o równowadze obojętnej, natomiast jeśli działające siły powodują dalszy wzrost przechyłu, jednostka jest niestateczna.

Z punktu widzenia bezpieczeństwa żeglugi wysoka stateczność jest cechą pożądaną, lecz zbyt duża wysokość metacentryczna może prowadzić do gwałtownych, krótkookresowych ruchów, które obniżają komfort podróży i obciążają konstrukcję. Dlatego w projektowaniu statków dąży się do osiągnięcia optymalnej stateczności, zapewniającej zarówno komfort, jak i bezpieczeństwo eksploatacji.

Każda jednostka pływająca podlega działaniu sił wynikających z jej ciężaru oraz wyporu hydrostatycznego. Ocena stateczności okrętu opiera się na analizie wzajemnego położenia trzech charakterystycznych punktów geometrycznych: środka ciężkości (G), środka wyporu (B) oraz metacentrum (M). To właśnie relacje pomiędzy nimi decydują o zachowaniu jednostki na wodzie i o jej zdolności do powrotu do położenia równowagi po przechyle.

Środek ciężkości (G) to punkt, w którym skupiona jest wypadkowa wszystkich sił ciężkości działających na poszczególne elementy statku – kadłub, ładunek, zaopatrzenie, paliwo, balast itp. Położenie środka ciężkości zależy od rozmieszczenia mas na jed-

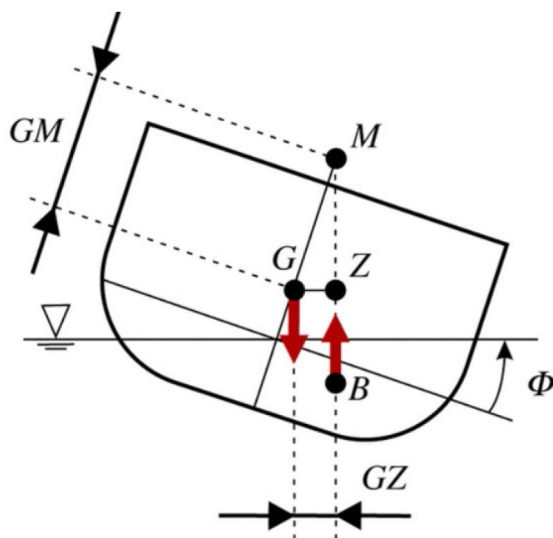
nostce i może ulegać zmianie w trakcie eksploatacji (np. podczas załadunku, zużycia paliwa lub przesuwania ładunku). Im niżej położony środek ciężkości, tym większa stabilność poprzeczna jednostki, ponieważ zwiększa się wysokość metacentryczna (GM). Z kolei podniesienie środka ciężkości (np. przez umieszczenie ciężkich urządzeń lub ładunku wysoko nad pokładem) obniża stateczność, czyniąc jednostkę bardziej podatną na przechyły. Ogólnie na położenie środka ciężkości wpływ ma ułożenie towarów w ładowni statku. W związku z tym należy się kierować zasadą, że ciężkie towary ładuje się jak najniżej, z kolei te lżejsze mogą się znajdować w wyższych przestrzeniach ładunkowych. To sprawia, że środek ciężkości będzie umiejscowiony odpowiednio nisko i zwiększy się GM (odległość metacentrum od środka ciężkości), a tym samym statek będzie szybko wracał do położenia równowagi.

Oprócz położenia środka ciężkości w pionie (oś Z) określa się także jego współrzędne w osiach X oraz Y , czyli względem długości i szerokości statku. O ile w przypadku osi Y dąży się do jego umiejscowienia na samym środku (brak przechyłu na którąkolwiek z burt), o tyle względem osi X bywa różnie. Zazwyczaj pożądanym jest trym na rufę (przegłębienie na rufę – rufa jest zanurzona bardziej niż dziób). Dzieje się tak ze względu na konieczność uzyskania odpowiedniego zanurzenia śruby, lepszego natarcia na fale oraz z uwagi na mniejsze spalanie paliwa.

Środek wyporu (B) to punkt przyłożenia wypadkowej siły wyporu hydrostatycznego, która działa pionowo w górę na część kadłuba zanurzoną w wodzie. Położenie środka wyporu zależy od kształtu podwodnej części kadłuba oraz od jego aktualnego zanurzenia. Gdy statek znajduje się w równowadze, środek ciężkości (G) i środek wyporu (B) leżą na tej samej pionowej linii. Podczas przechyłu kształt pola przekroju poprzecznego zanurzonej części kadłuba zmienia się, co powoduje przesunięcie środka wyporu w kierunku przechyłu. To właśnie to przesunięcie odpowiada za powstanie momentu prostującego, który dąży do przywrócenia statku do pozycji pionowej.

Statek przy statycznej sile zewnętrznej utrzymuje stały przechył, a po jej ustąpieniu jest w stanie wrócić do stanu początkowego, neutralnego. Podczas normalnej eksploatacji jednostki przyjmuje się, że środek ciężkości zawsze pozostaje na płaszczyźnie symetrii (płaszczyzna symetrii dzieli statek na pół po jego długości).

W momencie wystąpienia zewnętrznego czynnika przechylającego kadłub (np. wiatru) jednostka przechyla się o kąt Φ poprzez działanie określonego momentu przechylającego (MH). Tym samym środek wyporu (B) (siła równoważna do ciężaru zapewniająca pływalność) nie leży na jednej prostej ze środkiem ciężaru (G). Mimo to tworzą one parę sił, która nazywa się momentem prostującym. Ten z kolei jest równoważny momentowi przechylającemu, co zapewnia równowagę statku. Dlatego statek zawsze przyjmuje taki przechył, żeby siły te się równoważyły. Z kolei w obliczeniach statecznościowych często można spotkać oznaczenie GZ . Jest to ramię prostujące, a więc odległość między środkiem ciężkości statku, a jego rzutem na linię działania siły wyporu przy przechyle, co przedstawiono na rysunku 4.1.



Rys. 4.1. Zależność między środkiem ciężkości, środkiem wyporu i metacentrum przy przechyle statku: GM – początkowa wysokość metacentryczna, M – metacentrum, G – środek ciężkości, Z – punkt przyłożenia siły wyporu w położeniu przechylonym, B – środek wyporu, GZ – ramię prostujące, Φ – przechył jednostki o określony kąt

Źródło: [37]

Metacentrum (M) to punkt geometryczny wyznaczony na podstawie toru ruchu środka wyporu (B) przy niewielkich przechyłach. Mówiąc prościej, jest to punkt przecięcia pionu przechodzącego przez nowy środek wyporu z pionem w położeniu równowagi. Położenie metacentrum względem środka ciężkości określa wysokość metacentryczną (GM) – kluczowy parametr opisujący stateczność początkową statku:

- ▶ jeśli M znajduje się powyżej G , jednostka jest stateczna, ponieważ powstaje dodatni moment prostujący;
- ▶ jeśli M pokrywa się z G , statek znajduje się w równowadze obojętnej;
- ▶ jeśli M znajduje się poniżej G , jednostka jest niestateczna – moment przechylający powiększa odchylenie od pionu.

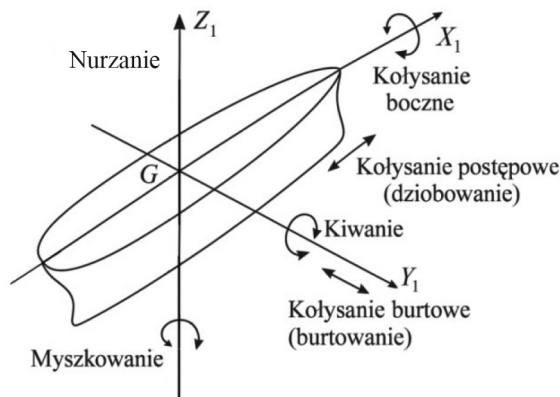
W praktyce dąży się do takiego rozmieszczenia mas i kształtu kadłuba, aby wysokość metacentryczna zapewniała bezpieczną, lecz niezbyt sztywną stateczność – zbyt duża GM skutkuje gwałtownymi i niekomfortowymi ruchami bocznymi [5].

4.2.2. Ruchy jednostki na fali

Przyczyną przechyłów są przede wszystkim fale i wiatr, lecz także błędne balastowanie, niewłaściwe rozmieszczenie ładunku czy zjawiska rezonansowe. Wielkość przechyłu opisuje się poprzez jego amplitudę, okres oraz stopień tłumienia, które z kolei zależą od kształtu kadłuba, prędkości statku i warunków środowiskowych.

Statek poruszający się po wzburzonej powierzchni morza wykonuje złożone ruchy wynikające z oddziaływania fal i sił hydrodynamicznych (rys. 4.2). Ruch ten można opisać za pomocą , które obejmują trzy przemieszczenia liniowe oraz trzy obroty wokół odpowiednich osi [24]:

- ▶ kołysanie boczne – przechyły dynamiczne jednostki na prawą lub lewą burtę (względem osi X);
- ▶ kiwanie – w tym wypadku, w przeciwieństwie do kołysania bocznego, mamy do czynienia z zanurzaniem dziobu lub rufy, ruch odbywa się względem poprzecznej osi Y ;
- ▶ myszkowanie – są to ruchy obrotowe względem osi Z , można je określić jako krótkotrwałe zmiany kursu jednostki ze względu na działanie sił zewnętrznych, takich jak fala czy wiatr;
- ▶ kołysanie burtowe – ruchy postępowe w kierunku prawej lub lewej burty, tak jakby statek był przesuwany po osi Y równoległe do osi X ;
- ▶ kołysanie postępowe – ruchy naprzód lub wstecz, jednostka przesuwa się całościowo po osi X ;
- ▶ nurzanie – w tym przypadku statek porusza się po osi Z , wynurzając się lub zanurzając podczas pracy na fali.



Rys. 4.2. Ruchy statku na fali o charakterze oscylacyjnym

Źródło: [24]

Spośród tych ruchów szczególnie niekorzystne są przechyły boczne, gdyż wpływają one zarówno na bezpieczeństwo jednostki, jak i na komfort załogi i pasażerów. W praktyce oznacza to, że nawet poprawnie zaprojektowana i wyważona jednostka może doświadczać przechyłów o amplitudzie zagrażającej jej bezpiecznej eksploatacji. Nadmierne przechyły mogą prowadzić do przemieszczenia ładunku, zalania pokładu, a w skrajnych przypadkach do utraty stateczności i wywrócenia statku.

Z tego względu w konstrukcji i eksploatacji jednostek pływających duży nacisk kładzie się na ograniczenie amplitudy przechyłów poprzez odpowiednie kształtowanie kadłuba, właściwe rozmieszczenie mas, a także stosowanie stabilizatorów przechyłu, których zadaniem jest właśnie ograniczenie niekorzystnych ruchów bocznych kadłuba. Umożliwiają one zarówno zwiększenie bezpieczeństwa statku, jak i poprawę komfortu pasażerów oraz efektywności pracy załogi.

4.2.3. Parametry oraz przyczyny powstawania przechyłów statku

Ruch przechylny statku, określany jako kołysanie boczne, jest jednym z podstawowych i najbardziej niebezpiecznych rodzajów ruchów jednostki pływającej. Charakteryzuje się on zmianami kąta przechyłu w czasie, które można opisać trzema głównymi parametrami: amplitudą, okresem i tłumieniem drgań. Amplituda określa maksymalny kąt wychylenia od położenia równowagi, okres – czas potrzebny na wykonanie jednego pełnego cyklu przechyłu, natomiast tłumienie związane jest z ubytkami energii wynikającymi z oporów hydrodynamicznych i wewnętrznych tarć w konstrukcji.

Wielkość przechyłów oraz ich dynamika zależą w dużym stopniu od kształtu kadłuba, rozmieszczenia mas i prędkości poruszania się statku. Kadłuby o małej szerokości i wysokim położeniu środka ciężkości są bardziej podatne na duże wychylenia, natomiast szerokie jednostki z nisko położonym środkiem ciężkości cechują się większą statecznością poprzeczną. Wzrost prędkości może dodatkowo zmieniać charakter fal tworzonych przez statek oraz wpływać na ich interakcję z falowaniem zewnętrznym.

Do głównych przyczyn powstawania przechyłów zalicza się oddziaływanie falowania morskiego, wiatru, a także sił odśrodkowych występujących podczas zwrotów. Istotnymi czynnikami są również błędy w balastowaniu lub niewłaściwe rozmieszczenie ładunku, które mogą prowadzić do trwałego przechyłu (tzw. przechyłu statycznego) bądź zwiększenia amplitudy kołysań dynamicznych.

Szczególnie niebezpieczne są zjawiska rezonansowe, występujące wówczas, gdy okres wymuszania zewnętrznego (np. falowania) zbliży się do okresu kołysań własnych statku. W takich warunkach amplituda przechyłów może gwałtownie wzrosnąć, co prowadzi do utraty stateczności, zalania pokładu, a nawet wywrócenia jednostki. Dlatego w projektowaniu i eksploatacji statków niezwykle istotne jest unikanie warunków rezo-

nansowych oraz stosowanie rozwiązań konstrukcyjnych i technicznych (np. stabilizatorów przechyłu), które ograniczają skutki działania sił powodujących przechyły.

Aby ograniczyć niekorzystne skutki przechyłów poprzecznych, w nowoczesnych jednostkach pływających używa się różnorodnych systemów stabilizacji przechyłów. Ich zadaniem jest zmniejszenie amplitudy kołysań poprzez wytwarzanie momentów przeciwdziałających ruchowi statku. Stabilizatory mogą działać zarówno biernie, wykorzystując właściwości hydrodynamiczne kadłuba i zbiorników cieczy, jak i aktywnie, przy użyciu urządzeń sterowanych automatycznie, takich jak płetwy lub systemy żyroskopowe. Właściwy dobór i skuteczne działanie systemu stabilizacji stanowią kluczowy element zapewnienia bezpieczeństwa żeglugi, komfortu załogi oraz ochrony ładunku [25].

4.3. Klasyfikacja stabilizatorów przechyłu

Stabilizatory przechyłu to urządzenia lub systemy montowane na statkach w celu ograniczenia amplitudy przechyłów bocznych powstających w wyniku działania fal, wiatru lub manewrów. Ich zadania polegają na zwiększeniu komfortu żeglugi oraz bezpieczeństwa załogi i pasażerów, a także ochronie konstrukcji statku i ładunku przed skutkami nadmiernych przechyłów. Działają one poprzez generowanie momentu przeciwnego do momentu przechylającego.

Stabilizatory bierne nie wymagają zasilania ani aktywnego sterowania. Ich działanie opiera się na naturalnych zjawiskach hydrodynamicznych lub grawitacyjnych, które przeciwdziałają ruchom przechyłowym. Do najczęściej stosowanych stabilizatorów biernych należą:

- ▶ stępki przechyłowe;
- ▶ płetwy stabilizujące bierne;
- ▶ zbiorniki przeciwprzechyłowe (cysterny Frahma).

Stabilizatory aktywne to urządzenia, które działają w sposób sterowany i dynamiczny, reagując na aktualny stan przechyłu oraz prędkość jego zmian. Wykorzystują one czujniki (żyroskopy, akcelerometry) i układy sterowania, które regulują elementy generujące siłę przeciwdziałającą przechyłowi. Do stabilizatorów aktywnych zalicza się m.in.:

- ▶ płetwy stabilizujące aktywne Denny–Brown;
- ▶ zbiorniki stabilizacyjne sterowane (systemy Flume);
- ▶ stabilizatory żyroskopowe (rotacyjne);
- ▶ tłumienie kołysań bocznych za pomocą steru.

Stabilizatory hybrydowe łączą cechy systemów biernych i aktywnych, wykorzystując ich zalety w celu uzyskania wysokiej skuteczności tłumienia przechyłów przy ograniczonym zużyciu energii. W tego typu rozwiązaniach element bierny (np. zbiornik przeciwp przechyłowy) działa samoczynnie pod wpływem ruchów statku, natomiast układ aktywny (np. płetwy stabilizujące Denny–Brown) wspomaga jego działanie w sytuacjach, gdy fale lub prędkość jednostki powodują większe przechyły. Dzięki temu stabilizatory hybrydowe zapewniają płynne, adaptacyjne działanie, dostosowane do warunków żeglugi, zmniejszając zapotrzebowanie na energię i zwiększając komfort żeglugi oraz bezpieczeństwo statku. Są one coraz częściej stosowane na nowoczesnych jednostkach pasażerskich, badawczych i na jachtach oceanicznych.

4.4. Stępki przechyłowe

Stępki przechyłowe (rys. 4.3) to płaskie listwy stalowe o szerokości do 1,2 m i długości wynoszącej 25–50% długości linii wodnej, biegnące po obu burtach kadłuba, zlokalizowane przy wyobleniach jego części podwodnej. Stępki nie zajmują miejsca wewnątrz statku ani nie zwiększają masy kadłuba. Chociaż stępki przechyłowe zapewniają pewną stabilizację przy wszystkich prędkościach, ich działanie słabnie przy wyższych prędkościach. Służą do stabilizacji przy dużych kątach przechyłu i tłumią kołysania w granicach 20–30%. Oznacza to, że stępka nie zapewnia tak silnego efektu tłumienia kołysania jak inne stabilizatory, w związku z tym zazwyczaj jest stosowana w połączeniu z innymi stabilizatorami. Stępka zwiększa opór stawiany wodzie przez kołysany na fali kadłub, w wyniku czego zakłóca przepływ wody wokół kadłuba, zmniejszając prędkość statku.



Rys. 4.3. Widok stępki przechyłowej w dolnej części kadłuba

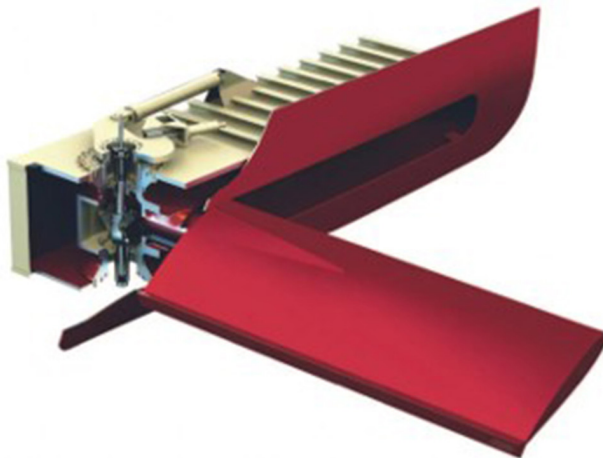
Źródło: opracowanie własne na podstawie zasobów internetowych

Główną zaletą stępek przechyłowych jest ich niski koszt. Mają one prostą konstrukcję i w rezultacie są obecnie instalowane na większości statków, chociaż nie są odpowiednie dla niektórych typów. Na przykład w przypadku statków rybackich stępki przechyłowe mogą zakłócać połowy [11].

4.5. Płetwy stabilizujące Denny–Brown

Stabilizatory Denny–Brown to hydraulicznie lub elektrycznie wysuwane płetwy stabilizujące, umieszczone po obu burtach statku, mniej więcej w środkowej części jego długości, pod linią wodną. Zostały opracowane przez firmę Denny–Brown w Wielkiej Brytanii w latach trzydziestych XX wieku i są klasycznym rozwiązaniem stosowanym na wielu okrętach i statkach pasażerskich.

Stabilizatory aktywne Denny–Brown (rys. 4.4) należą do najbardziej klasycznych i sprawdzonych systemów stabilizacji przechyłów statków. Działają na zasadzie podobnej do lotek w samolocie. Mają postać wysuwanych z części podwodnej kadłuba płetw (sterów) wychylających się dookoła swojej osi. Wytwarzają moment hydrodynamiczny przeciwdziałający przechyłom dzięki skoordynowaniu swoich wychyleń z falowaniem morza. Dzięki automatyce płetwy ustawiane są tak, aby składowe pionowe naporu wody tworzyły moment stabilizacyjny. Do swego działania wymagają ruchu jednostki pływającej [46]. Stosowane są przede wszystkim na statkach pasażerskich (liniowce, wycieczkowce, promy), niektórych okrętach wojennych (fregaty) i luksusowych jachtach. Na innych typach statków, zwłaszcza dużych kontenerowcach, także coraz częściej stosuje się obecnie stabilizatory płetwowe [9].



Rys. 4.4. Typowy stabilizator Denny–Brown

Źródło: [29]

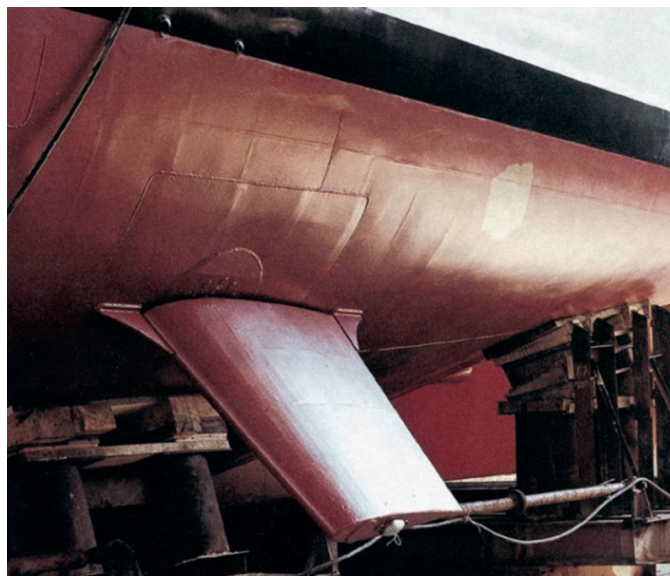
System Denny–Brown opiera się na hydrodynamicznych płetwach stabilizujących, które:

- ▶ są zamontowane po obu burtach statku (zwykle w jego środkowej części);
- ▶ mogą być wysuwane z kadłuba podczas żeglugi i chowane, gdy nie są potrzebne;
- ▶ mogą się obracać wokół osi, zmieniając kąt natarcia względem przepływu wody.

Każdy stabilizator składa się z płetwy, która może być wysuwana i obracana wokół osi, mechanizmu hydraulicznego sterującego kątem wychylenia oraz systemu czujników (żyroskopów), które reagują na przechyły statku.

Stabilizatory te mogą pracować w trybie aktywnym lub biernym. W trybie aktywnym stabilizatory reagują dynamicznie na przechyły statku. System żyroskopowy mierzy przechył i automatycznie zmienia kąt ustawienia płetw, generując siłę hydrodynamiczną przeciwdziałającą przechyłowi.

W trybie biernym płetwy pozostają wysunięte po obu burtach, lecz nie zmieniają swojego kąta nachylenia pod wpływem układu sterowania. Mimo braku aktywnej regulacji nadal ograniczają przechyły statku dzięki oporowi hydrodynamicznemu, choć mniej skutecznie niż podczas pracy aktywnej. Nie należy mylić tego rozwiązania ze stabilizatorami biernymi w ścisłym znaczeniu, które są na stałe zamocowane do kadłuba i nie posiadają mechanizmu zmiany położenia [2]. Przykład takiego stabilizatora pokazano na rysunku 4.5.



Rys. 4.5. Widok biernej płetwy stabilizującej

Źródło: [34]

Praca bierna płetwy stabilizującej charakteryzuje się następującymi cechami:

- ▶ przy przechyle na jedną burtę jedna płetwa porusza się ku górze, druga ku dołowi;
- ▶ obie płetwy generują opór hydrodynamiczny, który spowalnia ruch przechyłu;
- ▶ w efekcie tłumione są amplitudy kołysań, choć bez aktywnego „wyrównywania” przechyłu.

Ten efekt jest analogiczny do działania stępek przechyłowych, z tym że płetwy Denny–Brown mają znacznie większą powierzchnię i mogą być chowane w kadłub. Tryb bierny jest stosowany:

- ▶ gdy statek płynie z małą prędkością (np. podczas postoju lub manewrów portowych);
- ▶ gdy system aktywny jest wyłączony (awaria, oszczędność energii) lub
- ▶ gdy nie jest wymagana duża skuteczność stabilizacji.

4.5.1. Zasada działania i teoria siły hydrodynamicznej

Stabilizatory płetwowe działają na zasadzie generowania siły hydrodynamicznej, która przeciwdziała przechyłom statku spowodowanym falowaniem morza. Płetwy te pełnią podobną funkcję jak skrzydła samolotu, lecz pełnią swoją funkcję w środowisku wodnym. Każda płetwa jest przymocowana do kadłuba statku w taki sposób, aby mogła się wychylać wokół osi pionowej. Gdy jednostka wykonuje ruch kołyszący (czyli przechyla się na jedną burtę), system sterowania zmienia kąt natarcia płetwy w taki sposób, aby wytworzyć siłę nośną skierowaną przeciwnie do kierunku przechyłu. Gdy statek przechyla się w prawo, płetwy generują siłę działającą w lewo (i odwrotnie). Siła ta tworzy moment przeciwdziałający przechyłowi, co skutkuje stabilizacją położenia kadłuba. Proces ten zachodzi automatycznie i w sposób ciągły – czujniki oraz układy automatyki nieustannie korygują kąt ustawienia płetw w czasie rzeczywistym.

Podstawa teoretyczna działania płetwy opiera się na prawie Bernoulliego i koncepcji siły nośnej. Gdy płetwa porusza się w wodzie pod pewnym kątem natarcia (α), przepływ cieczy po jej obu stronach ma różną prędkość:

- ▶ po stronie wypukłej (górnej) woda przepływa z większą prędkością;
- ▶ po stronie wklęsłej (dolnej) woda przepływa z niższą prędkością.

Zgodnie z zasadą Bernoulliego tam, gdzie prędkość przepływu jest większa, ciśnienie jest mniejsze. Różnica ciśnień pomiędzy obiema stronami płetwy powoduje powstanie siły nośnej skierowanej prostopadle do kierunku przepływu wody [8]. Schemat działania siły hydrodynamicznej przedstawiono na rysunku 4.6. Matematycznie można ją zapisać jako:

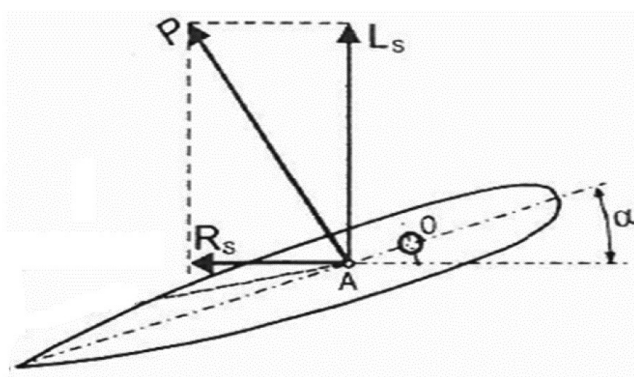
$$L = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \cdot S \cdot C_L \quad (4.1)$$

gdzie: L – siła nośna (hydrodynamiczna),
 ρ – gęstość wody,
 V – prędkość przepływu wody wokół płetwy,
 S – powierzchnia płetwy,
 C_L – współczynnik siły nośnej (zależny od kąta natarcia i profilu płetwy).

Dla małych kątów natarcia zależność jest w przybliżeniu liniowa:

$$C_L = a \cdot \alpha \quad (4.2)$$

gdzie a to współczynnik nachylenia charakterystyki siły nośnej.



Rys. 4.6. Schemat działania siły hydrodynamicznej: A – środek naporu, O – oś obrotu płetwy, P – siła hydrodynamiczna (siła nośna), L_s – siła sterująca, R_s – siła oporu, α – kąt natarcia płetwy

Źródło: [8]

W praktyce płetwy generują nie tylko siłę pionową, ale również składową poziomą, która może powodować niewielkie ruchy boczne statku. Systemy sterowania minimalizują ten efekt, synchronizując działanie płetw po obu burtach w sposób przeciwfazowy. Każdy statek ma zwykle dwie płetwy stabilizacyjne – jedną na lewej burcie, drugą na prawej.

Podczas pracy obie płetwy nie wychylają się w tym samym kierunku, tylko w kierunkach przeciwnych, czyli w przeciwfazie – jeśli płetwa po prawej burcie wychyla się w górę (kąt dodatni), to płetwa po lewej burcie wychyla się w dół (kąt ujemny). Taki sposób pracy powoduje, że siły hydrodynamiczne generowane przez płetwy tworzą moment prostujący, który przeciwdziała przechyłowi statku.

Efektywność stabilizacji zależy od kilku czynników:

- ▶ prędkości statku – im szybciej statek płynie, tym większe są przepływy i skuteczność stabilizatorów;
- ▶ powierzchni płetw – większe płetwy generują większe siły;

- ▶ kąta natarcia – zbyt duży kąt może powodować zjawisko oderwania strug i utratę efektywności;
- ▶ kształtu profilu – optymalizowanego podobnie jak w lotnictwie.

Podczas kołysania statku (np. na fali) płetwy nieustannie zmieniają swój kąt ustawienia zgodnie z prędkością i kierunkiem przechyłu. Układ automatyki analizuje dane z żyroskopów i akcelerometrów, przewidując moment przechyłu oraz odpowiednio korygując ustawienie płetw, zanim przechył osiągnie wartość maksymalną. Efektem jest tłumienie energii przechyłu – część energii kinetycznej ruchu statku zostaje rozproszona przez siły hydrodynamiczne generowane przez płetwy.

Działanie stabilizatorów prowadzi do zmniejszenia amplitudy przechyłów nawet o 70–90% w zależności od typu jednostki i warunków morza. Jednocześnie nieznacznie rosną opory hydrodynamiczne, co może skutkować niewielkim wzrostem zużycia paliwa (rzędu 1–3%). Mimo to korzyści w postaci poprawy komfortu żeglugi, bezpieczeństwa i stabilności statku znacząco przewyższają te straty.

Podsumowując, zasada działania stabilizatorów płetwowych opiera się na:

- ▶ generowaniu siły nośnej w wodzie (analogicznej do siły aerodynamicznej);
- ▶ dynamicznej regulacji kąta natarcia płetw;
- ▶ tworzeniu momentu przeciwdziałającego przechyłowi;
- ▶ tłumieniu drgań poprzecznych kadłuba w czasie rzeczywistym [9].

W ujęciu teoretycznym stabilizator jest więc aktywnym układem tłumiącym energię falowania poprzez kontrolowane wykorzystanie sił hydrodynamicznych.

4.5.2. Sterowanie płetwami – systemy hydrauliczne i elektryczne

Współczesne systemy stabilizatorów mogą być napędzane hydraulicznie lub elektrycznie. Najczęściej spotykanym rozwiązaniem jest napęd hydrauliczny, który polega na wykorzystaniu silnika hydraulicznego sterującego mechanizmem wychylenia płetwy stabilizacyjnej. Do jego głównych zalet należą duża moc, wysoka precyzja sterowania oraz możliwość niezawodnej pracy w trudnych warunkach eksploatacyjnych, do wad natomiast należy zaliczyć złożoną instalację oraz ryzyko wycieków oleju hydraulicznego. Napęd elektryczny znajduje coraz szersze zastosowanie na nowoczesnych jachtach i statkach wycieczkowych, oferując prostszą konserwację w porównaniu z systemami hydraulicznymi, cichszą pracę oraz brak ryzyka skażenia środowiska. Do jego ograniczeń należą zaś większe zapotrzebowanie na energię elektryczną oraz mniejsza siła działania w przypadku dużych jednostek pływających.

System sterowania stabilizatorami obejmuje serwomechanizmy, siłowniki oraz regulatory, które w dynamiczny sposób dostosowują wychylenie płetw do aktualnych warunków morskich. Kluczowym elementem tego systemu jest układ automatyki,

wykorzystujący żyroskopy do wykrywania prędkości kątowej przechyłu statku oraz akcelerometry mierzące przyspieszenia liniowe, umożliwiające określenie kierunku i intensywności ruchu. Dane z czujników są analizowane przez sterowniki, czyli komputery pokładowe, które na ich podstawie obliczają optymalny kąt wychylenia płetw stabilizacyjnych, natomiast czujniki położenia płetw dostarczają informacji zwrotnej do systemu sterowania. Współczesne rozwiązania coraz częściej wykorzystują algorytmy regulacji PID, a także elementy sztucznej inteligencji, które umożliwiają uczenie się charakterystyki dynamicznej konkretnej jednostki pływającej w różnych warunkach eksploatacyjnych.

4.5.3. Budowa, materiały i mechanizmy składania płetw

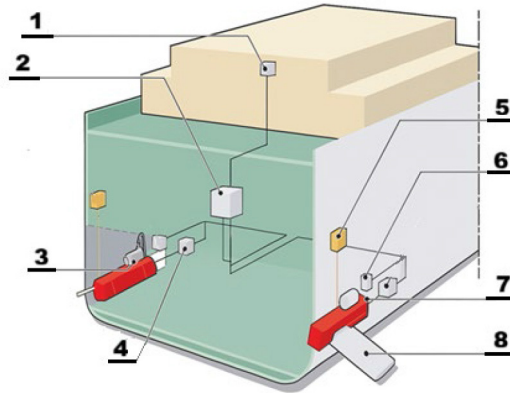
Płetwy stabilizatora są montowane symetrycznie po obu burtach statku, zazwyczaj w środkowej części kadłuba, poniżej linii wodnej. Mają one postać hydrodynamicznie ukształtowanych skrzydeł, które mogą się obracać wokół osi poziomej, umożliwiając zmianę kąta natarcia w zależności od kierunku i wielkości przechyłu jednostki. Płetwy stabilizujące posiadają zazwyczaj profil hydrodynamiczny i są wykonywane z materiałów o wysokiej wytrzymałości oraz odporności na korozję, takich jak stal nierdzewna, brąz aluminiowy, kompozyty włókniste, a w jednostkach klasy premium również tytan.

Każda płetwa jest połączona z układem napędowym za pomocą mechanizmu obrotowego w postaci wału lub trzpienia, który przenosi moment obrotowy i umożliwia jej wychylenie. Mechanizm ten jest umieszczony w szczelnej skrzyni montażowej (*fin box*) wbudowanej w kadłub statku, co zapewnia ochronę przed wodą oraz integralność konstrukcyjną. Wychyleniem płetw sterują siłowniki hydrauliczne lub elektryczne, działające automatycznie na podstawie sygnałów generowanych przez układ regulacyjny.

Układ sterowania, określany często jako autopilot stabilizacyjny, przetwarza sygnały pochodzące z czujników, takich jak żyroskopy i przyspieszeniomierze, i w czasie rzeczywistym wyznacza wymagany kąt wychylenia płetw stabilizujących. Dane pomiarowe dostarczane są przez zespół czujników, obejmujący m.in. czujniki kąta przechyłu, prędkości kątowej oraz prędkości statku, które umożliwiają precyzyjne działanie układu automatycznej regulacji. Energię niezbędną do pracy siłowników zapewnia układ zasilania hydraulicznego, składający się z pomp, zbiorników oleju, przewodów i zaworów sterujących.

Dodatkowym elementem systemu stabilizatorów jest mechanizm składania płetw, który umożliwia ich schowanie do wnętrza kadłuba podczas postoju w porcie lub w sytuacjach awaryjnych. Rozwiązanie to jest szczególnie istotne na jednostkach pasażerskich oraz wojskowych, ponieważ pozwala na zmniejszenie oporów hydrodynamicznych oraz ograniczenie ryzyka uszkodzeń mechanicznych.

Na rysunku 4.7 został przedstawiony przykładowy schemat układu hydraulicznego stabilizatora.



Rys. 4.7. Schemat układ hydraulicznego stabilizatora Denny-Brown (1 – panel sterowania na mostku, 2 – główna jednostka sterująca, 3 – hydrauliczna jednostka napędowa, 4 – lokalna jednostka sterująca, 5 – zbiornik oleju smarowego, 6 – rozrusznik silnika pompy, 7 – obudowa stabilizatora płetwowego i jednostka napędowa, 8 – płetwa stabilizatora)

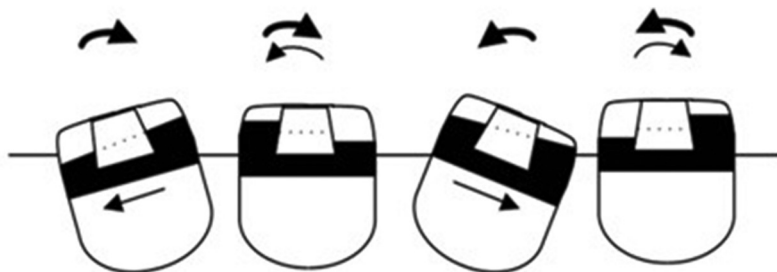
Źródło: [29]

Stabilizator tego rodzaju charakteryzuje się takimi zaletami, jak wysoka skuteczność stabilizacji i możliwość chowania płetw (brak oporu), w razie awarii dostępny jest zaś tryb bierny. Do najważniejszych jego wad można natomiast zaliczyć złożoność konstrukcji i wysoki koszt oraz wymagania dotyczące konserwacji układu hydraulicznego. Poza tym stabilizatory te wykazują gorsze działanie przy małych prędkościach.

4.6. Zbiorniki przeciwprzechyłowe (cysterny Frahma)

Początki stosowania zbiorników przeciwprzechyłowych ograniczających kołysanie sięgają XIX wieku, już wtedy bowiem marynarze zalewali dno pewną ilością wody, aby zmniejszyć jego kołysanie. W 1911 roku niemiecki inżynier okrętowy Hermann Frahm zaprezentował zbiornik przeciwprzechyłowy (rys. 4.8) w kształcie litery U, dzięki czemu zbiorniki te stały się praktycznym urządzeniem ograniczającym kołysanie. Zasada działania takiego zbiornika polega na wykorzystaniu energii wytwarzanej przez ruch kołyszący statku do poruszania wodą wewnątrz zbiornika, przez co powstaje moment obrotowy, który ogranicza ruch kołyszący statku. Przelewowe zbiorniki stabilizacyjne działają na zasadzie przelewania się wody między dwoma częściowo napełnionymi zamkniętymi burtowymi zbiornikami wody morskiej. Woda przelewa się pomiędzy

zbiornikami przez regulowany kanał dennej o zmiennym przekroju. Zmiana przekroju czynnego kanału wpływa na opór przepływu cieczy pomiędzy zbiornikami, co skutkuje zmianą wartości momentu stabilizacyjnego.



Rys. 4.8. Zbiorniki przeciwprzechyłowe (cysterny Frahma)

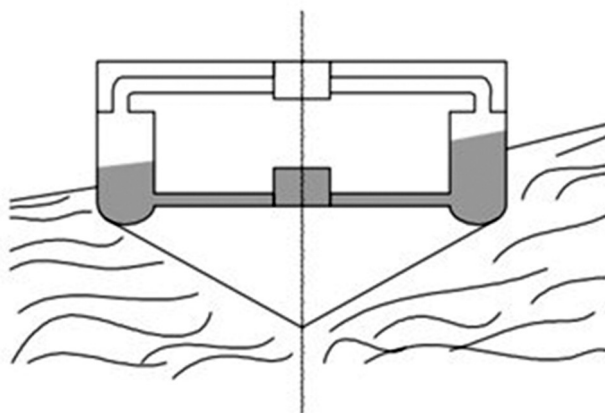
Źródło: [3]

Zbiorniki przeciwprzechyłowe stosowane są znacznie rzadziej od stabilizatorów aktywnych ze względu na fakt, że zajmują dużą objętość kadłuba, oraz z uwagi na występowanie wolnych powierzchni cieczy mogących wpływać negatywnie na stateczność statku. Stabilizatory tego typu stosowane były m.in. na statku szkolnym m/s „Antoni Garnuszewski”. Niekiedy stosuje się także działające na podobnej zasadzie tzw. zbiorniki otwarte, mające bezpośrednie połączenie z wodą zaburtową. Przy przechyłach woda wlewa się do nich lub z nich wylewa, napełniając je i dając w ten sposób moment stabilizacyjny. W rozwiązaniu tym przeciwległe zbiorniki połączone są kanałem powietrznym zaopatrzone w zawór regulacyjny. Podsumowując, można stwierdzić, że zbiorniki przeciwprzechyłowe tłumią kołysanie, nawet przy małej prędkości ruchu statku, do 40%, wpływają też na zmniejszenie wysokości środka wyporności i ładowności statku [2].

4.7. Zbiorniki stabilizacyjne sterowane (systemy Flume)

4.7.1. Zasada działania

Systemy stabilizacji typu Flume należą do grupy stabilizatorów zbiornikowych, wykorzystujących przemieszczanie się cieczy w zbiorniku poprzecznym w celu tłumienia kołysań bocznych statku, co pokazano na rysunku 4.9. Głównym elementem układu jest zbiornik o przekroju poprzecznym typu U lub H, umieszczony w górnej części kadłuba, zwykle w rejonie śródkręcia. Oba jego ramiona są połączone kanałem umożliwiającym przepływ cieczy z jednej burty na drugą.



Rys. 4.9. Zbiorniki stabilizacyjne w systemie Flume

Źródło: [3]

Podczas przechyłu statku ciecz w zbiorniku przemieszcza się w kierunku przeciwnym do ruchu jednostki, generując moment przeciwdziałający przechyłowi. W systemach sterowanych (aktywnych), takich jak Flume, ruch cieczy nie jest pozostawiony działaniu sił grawitacji i bezwładności, lecz jest kontrolowany za pomocą zaworów, przepustnic lub pomp, które zmieniają fazę i amplitudę przepływu w zależności od aktualnego kołysania.

Sterowany zbiornik stabilizacyjny to układ zbiorników, rurociągów, wysokowydajnych pomp oraz sterowania komputerowego, którego zadaniem jest równoważenie przechyłów masą przepompowywanej wody.

4.7.2. Budowa i elementy systemu Flume

Typowy system typu Flume składa się z poprzecznego zbiornika o dużej szerokości, wypełnionego cieczą, najczęściej wodą morską, którego oba ramiona są połączone kanałem umożliwiającym swobodny przepływ medium. Przepływ cieczy reguluje się za pomocą zaworów sterujących lub przepustnic, których działanie jest kontrolowane przez układ automatyki. System wyposażony jest w czujniki przechyłu, takie jak żyroskopy i akcelerometry, monitorujące ruch statku w czasie rzeczywistym i dostarczające dane do układu sterowania. Na podstawie tych informacji system odpowiednio steruje przepływem cieczy w zbiorniku w celu tłumienia kołysań. Całość konstrukcji uzupełniają elementy kadłuba zapewniające właściwe podparcie oraz szczelność zbiornika.

Zbiorniki te są zwykle umieszczane powyżej środka ciężkości statku, tak by wytworzony moment stabilizujący był możliwie największy. W systemie Flume, którego schemat przedstawiono na rysunku 4.10, sterowanie odbywa się za pomocą zamknię-

tego układu automatycznej regulacji. Czujniki przechyłu wykrywają kąt i prędkość kołysania, a następnie sygnały trafiają do sterownika, który oblicza odpowiednią reakcję. Układ ten może:

- ▶ przyspieszyć lub opóźnić przepływ cieczy między zbiornikami;
- ▶ częściowo zamknąć zawory, ograniczając amplitudę ruchu cieczy;
- ▶ zmieniać poziom cieczy w poszczególnych ramionach dla korekty przechyłu statycznego.

System Flume może działać zarówno pasywnie, jak klasyczny zbiornik typu U-tube, jak i aktywnie, dynamicznie dopasowując swoje działanie do aktualnych warunków eksploatacyjnych. Rozwiązanie to jest szczególnie korzystne w przypadku jednostek o dużych wymiarach poprzecznych i małych prędkościach, takich jak statki badawcze, jednostki *offshore*, statki rybackie, promy pasażerskie i ro-ro oraz statki zaopatrzeniowe. Dzięki możliwości pracy zarówno w ruchu, jak i w spoczynku Flume stanowi skuteczne uzupełnienie systemów płetwowych typu Denny–Brown.



Rys. 4.10. Schemat poglądowy systemu Flume z oznaczeniem przepływu cieczy i elementów sterowania

Źródło: opracowanie własne na podstawie zasobów internetowych

System Flume ma liczne zalety, które sprawiają, że jest on chętnie stosowany na jednostkach o dużych wymiarach i niewielkich prędkościach. Do najważniejszych należy skuteczna stabilizacja przy małych prędkościach lub podczas postoju, kiedy płetwy stabilizujące nie są efektywne. Dodatkowym atutem jest brak wystających elementów podwodnych, co eliminuje wzrost oporu hydrodynamicznego i nie wpływa negatywnie na ekonomię eksploatacji statku. System charakteryzuje się również stosunkowo niskim zużyciem energii w porównaniu z aktywnymi stabilizatorami płetwowymi oraz możliwością pracy w trybie automatycznym, co ułatwia jego obsługę.

Do wad systemu Flume zalicza się przede wszystkim dużą masę cieczy w zbiorniku, która powoduje podniesienie środka ciężkości statku i może oddziaływać na jego stateczność ogólną. Ponadto zbiorniki zajmują znaczną przestrzeń w nadbudowie lub na pokładzie, a skuteczność działania systemu jest ograniczona przy krótkich okresach kołysania. Dodatkowo dla zapewnienia niezawodności pracy konieczne jest utrzymanie szczelności i czystości układu hydraulicznego oraz zbiorników [9].

4.8. Stabilizatory żyroskopowe (rotacyjne)

4.8.1. Zasada działania – moment żyroskopowy

Stabilizatory żyroskopowe działają na zasadzie wykorzystania momentu żyroskopowego, powstającego w obracającym się wirniku o dużej prędkości kątowej. Zjawisko to polega na tym, że gdy wirujący żyroskop zostanie poddany działaniu momentu zewnętrznego próbującego zmienić kierunek jego osi obrotu, wytwarza on moment reakcyjny, który działa prostopadle zarówno do osi wirnika, jak i do kierunku przyłożonego momentu.

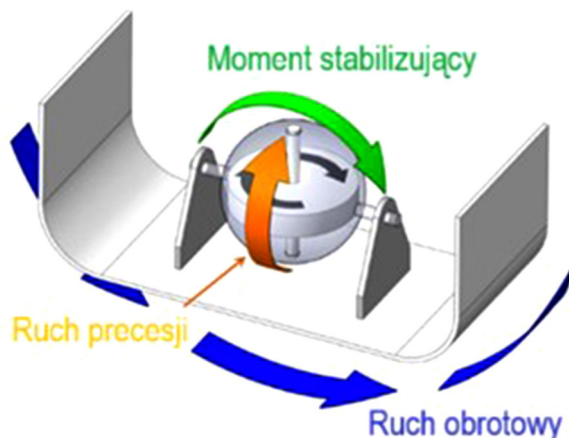
W kontekście stabilizacji statku żyroskop jest zamocowany tak, że jego oś precesji (czyli ruchu oscylacyjnego całego urządzenia) jest ustawiona poprzecznie do osi podłużnej statku w płaszczyźnie symetrii statku, w rejonie jego śródkręcia. Przez to żyroskop dąży do zachowania pierwotnego położenia i w momencie przechyłu jednostki wykonuje ruch precesyjny, wytwarzając moment przeciwdziałający przechyłowi. Im większe są prędkość obrotowa wirnika oraz jego moment bezwładności, tym większa jest siła stabilizująca. W uproszczeniu moment stabilizujący (M) można zapisać jako:

$$M = I \cdot \omega \cdot \Omega \quad (4.3)$$

gdzie: I – moment bezwładności wirnika,
 ω – prędkość kątowa obrotu wirnika,
 Ω – prędkość kątowa precesji żyroskopu.

Stabilizator żyroskopowy, pokazany na rysunku 4.11, jest w stanie skutecznie tłumić przechyły nawet przy zerowej prędkości statku, co stanowi jego ogromną przewagę nad stabilizatorami płetwowymi.

Stabilizator żyroskopowy to system, który kontroluje i redukuje kołysanie statku. Użycie stabilizatorów zwiększa komfort i bezpieczeństwo na pokładzie.



Rys. 4.11. Zasada działania stabilizatora żyroskopowego

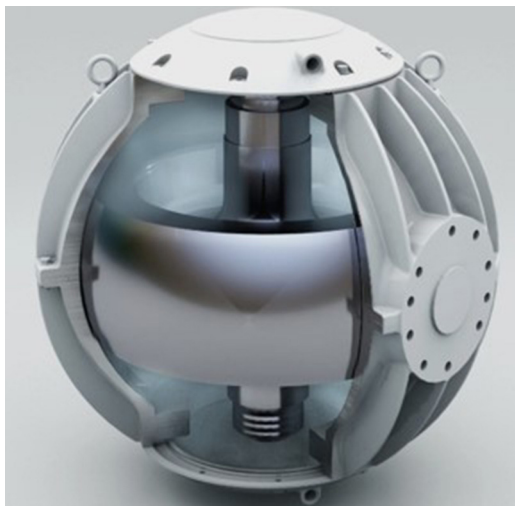
Źródło: [40]

4.8.2. Typowe konstrukcje i parametry techniczne

Współczesne stabilizatory żyroskopowe (rys. 4.12) występują najczęściej w postaci kompaktowych, hermetycznych zespołów konstrukcyjnych, w których zasadniczym elementem jest wirnik (rotor) o bardzo dużym momencie bezwładności, wykonywany zazwyczaj ze stali lub materiałów kompozytowych o wysokiej gęstości. Rotor umieszczony jest w obudowie wyposażonej w mechanizm precesji, umożliwiający wychylanie całego żyroskopu wokół osi poprzecznej. Stałą prędkość obrotową rotora, zwykle w zakresie 3000–8000 obr/min, zapewnia układ napędowy, najczęściej elektryczny. Dla zachowania odpowiednich warunków pracy stosuje się również układ chłodzenia, olejowy lub powietrzny, odprowadzający ciepło powstające podczas eksploatacji. Całość uzupełnia automatyczny system sterowania, regulujący zakres precesji oraz poziom tłumienia drgań, co pozwala na efektywną stabilizację ruchów jednostki pływającej.

Nowoczesne konstrukcje (np. Seakeeper, Quick Gyro, Mitsubishi Anti-Roll Gyro) są w pełni zautomatyzowane i nie wymagają bezpośredniej ingerencji operatora. Moment stabilizujący pojedynczego urządzenia może sięgać kilkuset tysięcy niutonometrów, co pozwala skutecznie tłumić przechyły jednostek o długości od kilku do ponad stu metrów.

W przypadku dużych jednostek stosuje się często zespół kilku żyroskopów pracujących równolegle, po to by uzyskać odpowiedni moment całkowity. Urządzenia te montuje się w szczelnych obudowach, przystosowanych do pracy w trudnych warunkach środowiskowych.



Rys. 4.12. Przykład konstrukcji współczesnego stabilizatora żyroskopowego firmy Seakeeper

Źródło: [39]

Stabilizatory żyroskopowe instaluje się najczęściej w centralnej części kadłuba, w pobliżu środka ciężkości statku, co minimalizuje obciążenia konstrukcji i zapewnia najlepszy efekt stabilizacyjny. Urządzenie montuje się na fundamencie stalowym o dużej sztywności, który przenosi momenty dynamiczne generowane podczas pracy żyroskopu [39].

Ze względu na znaczne siły dynamiczne fundament musi być zespawany z wręgami i grodziami poprzecznymi lub oparty na ramie absorbującej drgania. Istnieje również wymóg odpowiedniej wentylacji lub obiegu chłodzenia, gdyż obracający się rotor generuje duże ilości ciepła. Ważnym aspektem montażowym jest zachowanie dostępu serwisowego (obudowy stabilizatorów są często otwierane od góry), dlatego planując lokalizację urządzenia, należy zapewnić odpowiednią przestrzeń serwisową. Systemy te mogą pracować w pełni automatycznie, lecz wymagają dokładnego poziomowania podczas instalacji, aby moment stabilizujący był równomierny dla obu kierunków przechyłu.

Do głównych zalet stabilizatorów żyroskopowych należy możliwość efektywnej pracy przy zerowej lub bardzo małej prędkości, co czyni je idealnym rozwiązaniem dla jachtów, jednostek badawczych czy statków typu *offshore*. Dzięki możliwości redukcji przechyłu przy pełnej prędkości stabilizatory żyroskopowe osiągają imponujące wskaźniki redukcji przechyłu, wynoszące 50–80%.

Brak zewnętrznych elementów podwodnych eliminuje ryzyko uszkodzeń mechanicznych oraz wpływ na opór hydrodynamiczny statku. W przeciwieństwie do płetw stabilizujących działających przy zerowej prędkości stabilizatory żyroskopowe nie wy-

magają wyprowadzania żadnych elementów poza kadłub statku, co upraszcza proces instalacji. Dodatkowo systemy te charakteryzują się cichą pracą, niewielkim zużyciem energii (w porównaniu z aktywnymi stabilizatorami płetwowymi) i stosunkowo prostą obsługą – większość modeli jest całkowicie zautomatyzowana.

Ograniczenia systemu wynikają głównie z jego cech mechanicznych. Urządzenia charakteryzują się znaczną masą własną, co wymaga zastosowania solidnych fundamentów oraz wpływa na rozkład mas jednostki pływającej. Moment stabilizujący jest ponadto ograniczony maksymalną prędkością obrotową wirnika oraz dopuszczalnym zakresem precesji. W przypadku bardzo dużych jednostek konieczne staje się zastosowanie kilku stabilizatorów pracujących równolegle, co zwiększa zapotrzebowanie na przestrzeń instalacyjną oraz skutkuje wyższym zużyciem energii, stanowiąc istotny mankament praktyczny. System wymaga również okresowej konserwacji i dbałości o chłodzenie, aby uniknąć przegrzania rotora.

Mimo tych niedoskonałości stabilizatory żyroskopowe zyskują coraz większą popularność, zwłaszcza w nowoczesnych jednostkach rekreacyjnych i badawczych, gdzie komfort i stabilność przy niskich prędkościach mają kluczowe znaczenie.

4.9. Tłumienie kołysań bocznych za pomocą steru

4.9.1. Zasada działania

Technologia redukcji kołysania sterem jest stosunkowo nowym rozwiązaniem w porównaniu z płetwami i zbiornikami redukującymi kołysanie. Została ona zaproponowana w 1972 roku przez holenderskich naukowców W.E. Cowleya i T.H. Lamberta i przetestowana na statkach, wzbudzając duże zainteresowanie. Wykorzystanie steru do stabilizacji przechyłu wymaga zrozumienia wzajemnego oddziaływania między odchyleniem (skrętem) a przechylem [11]. Kiedy ster jest odchylony, obraca statek i wprowadza moment przechyłu, który można wykorzystać do stabilizacji przechyłu. Koncepcja ta doprowadziła do opracowania w drugiej połowie XX wieku systemów stabilizacji przechyłu za pomocą steru. Zmniejszenie kołysania osiąga się poprzez dostosowanie kąta steru do różnych reakcji steru na ruch poprzeczny i wzdłużny. Wyniki testów wskazują, że stopień zmniejszenia kołysania przy użyciu tej metody wynosi około 60% [11].

Tłumienie kołysań bocznych za pomocą steru polega na wykorzystaniu samego steru okrętowego jako elementu stabilizującego, który (oprócz kierowania jednostką) generuje moment przeciwp przechyłowy poprzez odpowiednie wychylenie w takt ruchów przechyłowych statku. System ten, zwany często stabilizacją sterową (*rudder roll stabilization*), jest szczególnie efektywny przy średnich i dużych prędkościach, gdy działające na ster siły hydrodynamiczne są znaczne.

Podstawę działania układu stanowi sterowanie fazowe wychyleniem steru w taki sposób, aby jego reakcja hydrodynamiczna przeciwdziałała przechyłom bocznym. Gdy statek przechyla się na jedną burtę, system automatyki chwilowo wychyla ster w stronę przeciwną, generując boczną siłę na rufie. Siła ta wytwarza moment obrotowy o zwrocie przeciwnym do przechyłu, co skutecznie tłumi ruch kołysania. W odróżnieniu od klasycznych stabilizatorów płetwowych system ten nie wymaga dodatkowych elementów podwodnych, gdyż wykorzystuje istniejący układ sterowy.

4.9.2. Układ sterowania i automatyka

Stabilizacja sterowa działa na podstawie zintegrowanego układu automatycznej regulacji, który współpracuje z systemem autopilota statku. System ten wykorzystuje czujniki przechyłu, takie jak żyroskopy lub akcelerometry, a także czujniki kursu oraz prędkości kątowej obrotu jednostki, dostarczające danych niezbędnych do prawidłowej oceny ruchu statku. Sygnały te są przetwarzane przez sterownik automatyczny, czyli komputer autopilota wyposażony w funkcję stabilizacji kołysań, który generuje odpowiednie polecenia dla siłownika hydraulicznego steru oraz współpracującego z nim układu zasilania hydraulicznego.

Algorytm sterujący analizuje w czasie rzeczywistym informacje dotyczące wartości przechyłów oraz ich prędkości, a następnie nakłada na sygnał sterujący autopilota dodatkową składową korekcyjną o odpowiedniej fazie i amplitudzie. W efekcie ster wykonuje niewielkie i szybkie wychylenia, zwykle rzędu $1-3^\circ$, które nie wpływają istotnie na utrzymanie kursu statku, generują natomiast moment obrotowy przeciwdziałający kołysaniu bocznemu. System stabilizacji sterowej może pracować w różnych trybach: w trybie automatycznym, w którym stabilizacja odbywa się w pełni samoczynnie przy współpracy z autopilotem, w trybie półautomatycznym umożliwiającym operatorowi regulację czułości i intensywności działania systemu oraz w trybie ręcznym, w którym ster wykorzystywany jest wyłącznie do manewrowania, bez funkcji stabilizacyjnej.

Nowoczesne systemy autopilotów, stosowane przez producentów takich jak m.in. Kongsberg, Sperry Marine czy Raytheon Anschütz, są wyposażone w zintegrowaną funkcję *rudder roll control*, co umożliwia obsługę oraz przełączanie trybów pracy systemu z poziomu jednego panelu na mostku nawigacyjnym. Stabilizacja za pomocą steru ma wiele istotnych zalet, do których zaliczają się: brak dodatkowych elementów podwodnych, co upraszcza konstrukcję kadłuba i zmniejsza opór hydrodynamiczny, niski koszt instalacji wynikający z wykorzystania istniejącego układu sterowego, niewielkie zapotrzebowanie na energię, dobra skuteczność przy prędkościach eksploatacyjnych, możliwość pełnej integracji z autopilotem oraz systemami nawigacyjnymi, a także brak konieczności konserwacji mechanizmów podwodnych. Dzięki tym cechom stabilizacja sterowa znajduje szerokie zastosowanie na nowoczesnych statkach pasażerskich,

promach oraz okrętach wojennych, gdzie komfort i bezpieczeństwo załogi stanowią kluczowe wymagania eksploatacyjne.

Mimo licznych zalet stabilizacja za pomocą steru charakteryzuje się również pewnymi ograniczeniami. Jej skuteczność jest niewielka przy małych prędkościach ruchu statku lub podczas postoju, gdy brak odpowiedniego przepływu wody wokół steru uniemożliwia wytworzenie siły hydrodynamicznej przeciwdziałającej kołysaniu. Zastosowanie tego rozwiązania powoduje ponadto dodatkowe obciążenie elementów układu sterowego oraz hydraulicznego, co może zwiększać ich zużycie eksploatacyjne. W przypadku nieprawidłowej synchronizacji fazowej sygnałów sterujących możliwy jest także nieznaczny wpływ na utrzymanie kursu statku. Mankamentem stabilizacji sterowej jest też mniejsza skuteczność przy dużych okresach kołysania, gdy ruchy przechyłowe są powolne. Dlatego system ten często stosuje się w połączeniu z innymi metodami stabilizacji, np. z płetwami Denny–Brown lub zbiornikami Flume, co zapewnia skuteczną stabilizację w szerokim zakresie prędkości i warunków morskich.

Tłumienie kołysań bocznych za pomocą steru stanowi efektywne i ekonomiczne rozwiązanie, zwłaszcza na jednostkach, które już dysponują nowoczesnym systemem autopilota. Wykorzystanie istniejącego steru jako aktywnego elementu stabilizującego pozwala zwiększyć komfort żeglugi bez ponoszenia istotnych nakładów konstrukcyjnych. W połączeniu z automatyką kursową system ten może znacząco ograniczyć amplitudę przechyłów przy prędkościach eksploatacyjnych, poprawiając stateczność dynamiczną jednostki.

4.10. Systemy hybrydowe

Systemy hybrydowe stanowią nowoczesne rozwiązanie w dziedzinie stabilizacji przechyłów, polegające na zintegrowaniu kilku metod stabilizacji – najczęściej płetw stabilizacyjnych (np. typu Denny–Brown) oraz zbiorników stabilizacyjnych (np. Flume). Ich głównym celem jest zwiększenie skuteczności tłumienia kołysań w szerokim zakresie prędkości i warunków morskich, ponieważ każdy z podsystemów wykazuje największą efektywność w odmiennych sytuacjach eksploatacyjnych.

W typowym układzie hybrydowym stabilizacji kołysań podczas rejsu z prędkością eksploatacyjną podstawową rolę odgrywają stabilizatory płetwowe, które zapewniają wysoką skuteczność tłumienia przechyłów przy odpowiednim przepływie wody wokół kadłuba. Przy małych prędkościach ruchu statku lub podczas postoju aktywowany jest system zbiorników przeciwprzechyłowych typu Flume lub U-tube, wykorzystujący przepływ cieczy do ograniczania kołysań bocznych. W niektórych jednostkach pływających układ hybrydowy jest dodatkowo wspomagany przez ster okrętowy współpracujący z autopilotem, co umożliwia realizację funkcji stabilizacji kołysań za pomocą steru, określanej jako *rudder roll stabilization*.

Pomimo licznych zalet stabilizacja za pomocą steru charakteryzuje się również pewnymi ograniczeniami. Jej skuteczność jest niewielka przy małych prędkościach ruchu statku lub podczas postoju, gdy brak odpowiedniego przepływu wody wokół steru uniemożliwia wytworzenie siły hydrodynamicznej przeciwdziałającej kołysaniu. Zastosowanie tego rozwiązania powoduje ponadto dodatkowe obciążenie elementów układu sterowego oraz hydraulicznego, co może zwiększać ich zużycie eksploatacyjne. W przypadku nieprawidłowej synchronizacji fazowej sygnałów sterujących możliwy jest także nieznaczny wpływ na utrzymanie kursu statku. Mankamentem stabilizacji sterowej jest też mniejsza skuteczność przy dużych okresach kołysania, gdy ruchy przechyłowe statku mają charakter wolnozmienny.

Integracja płetw stabilizacyjnych z systemem zbiorników stabilizacyjnych umożliwia ciągłe tłumienie kołysani, niezależnie od prędkości jednostki. W trakcie żeglugi stabilizatory płetwowe wytwarzają siłę hydrodynamiczną proporcjonalną do prędkości przepływu wody, zapewniając wysoki moment przeciwp przechyłowy. Gdy prędkość statku spada, a skuteczność płetw maleje, układ automatyki stopniowo zwiększa udział zbiorników w procesie stabilizacji.

W nowoczesnych rozwiązaniach zastosowano automatyczne systemy zarządzania energią i fazą działania, które sterują zaworami w zbiornikach oraz wychyleniem płetw w taki sposób, aby oba układy działały w tej samej fazie, tworząc sumaryczny moment stabilizujący. Tego typu systemy hybrydowe są szczególnie efektywne na jednostkach:

- ▶ o zmiennej prędkości rejsowej (np. promy, statki badawcze, jednostki typu *offshore*);
- ▶ wykonujących operacje w trybie *zero-speed* (np. podczas badań, potowów, załadunku);
- ▶ wymagających wysokiego komfortu żeglugi w różnych stanach morza.

Nowoczesne systemy hybrydowe są często zintegrowane z autopilotem i układem sterowym, co pozwala na jednoczesne wykorzystanie steru jako dodatkowego elementu stabilizującego. System autopilota, wyposażony w funkcję *rudder roll control*, analizuje dane z żyroskopów i akcelerometrów, a następnie generuje sygnały sterujące zarówno dla steru, jak i dla układów stabilizacyjnych. W praktyce oznacza to, że:

- ▶ przy dużych prędkościach aktywnie współpracują płetwy stabilizacyjne i ster;
- ▶ przy niskich prędkościach lub podczas postoju aktywne są zbiorniki stabilizacyjne oraz ster utrzymujący kurs;
- ▶ całość nadzorowana jest przez jednostkę centralną (*central control unit*), która synchronizuje działanie wszystkich podsystemów i dba o utrzymanie odpowiedniej fazy działania sił stabilizujących.

Systemy hybrydowe umożliwiają płynne przejście między różnymi trybami pracy bez udziału operatora. W razie awarii jednego z układów część funkcji stabilizacyjnych

mogą przejąć pozostałe układy, co znacznie zwiększa niezawodność i bezpieczeństwo eksploatacji. Poza tym systemy hybrydowe łączą w sobie zalety poszczególnych metod stabilizacji, zapewniając:

- ▶ pełną skuteczność w całym zakresie prędkości (od postoju po prędkość maksymalną);
- ▶ redukcję przechyłów nawet do 90%;
- ▶ automatyczne dostosowanie trybu pracy do warunków morza;
- ▶ wysoką redundancję i bezpieczeństwo działania;
- ▶ optymalne zużycie energii dzięki priorytetowemu uruchamianiu najbardziej efektywnych podsystemów.

Dzięki integracji z systemami autopilota i steru systemy hybrydowe są dziś powszechnie stosowane na nowoczesnych jednostkach pasażerskich, badawczych, serwisowych i *offshore*, gdzie wymagane są wysokie standardy komfortu oraz bezpieczeństwa żeglugi.

Systemy hybrydowe stanowią obecnie najbardziej zaawansowaną formę stabilizacji przechyłów, łączącą precyzję działania płetw stabilizacyjnych, efektywność zbiorników przy małych prędkościach oraz zdolność adaptacyjną steru i autopilota. Poprzez zastosowanie zintegrowanych układów automatyki możliwe jest uzyskanie ciągłej, płynnej i energooszczędnej stabilizacji statku w każdych warunkach żeglugi, co znacząco poprawia zarówno komfort pasażerów, jak i bezpieczeństwo eksploatacji jednostki.

Eksploatacja systemów stabilizacji wymaga ścisłego przestrzegania zasad obsługi, okresowych przeglądów oraz monitorowania stanu technicznego urządzeń hydraulicznych, elektrycznych i elektronicznych. Od prawidłowego utrzymania tych układów zależą zarówno bezpieczeństwo żeglugi, jak i komfort eksploatacji jednostki. Współczesne systemy stabilizacyjne (płetwowe, zbiornikowe, żyroskopowe i hybrydowe) wyposażone są w rozbudowaną automatykę diagnostyczną, która ułatwia obsługę oraz wczesne wykrywanie usterek.

4.11. Procedury obsługowe i diagnostyczne

Procedury obsługowe systemów stabilizacji obejmują zestaw czynności wykonywanych przed rejssem, w trakcie eksploatacji oraz podczas przeglądów okresowych, których celem jest zapewnienie pełnej sprawności układu oraz zapobieganie awariom wynikającym z niewłaściwego działania mechanizmów lub zanieczyszczenia medium roboczego. Do podstawowych czynności obsługowych należą: kontrola poziomu oraz czystości oleju hydraulicznego w agregacie siłowym, sprawdzenie wartości ciśnień roboczych oraz szczelności przewodów hydraulicznych, a także weryfi-

kacja prawidłowego działania siłowników płetw stabilizacyjnych lub mechanizmów ich chowania. Istotnym elementem obsługi jest również wizualna inspekcja płetw stabilizacyjnych pod kątem uszkodzeń mechanicznych oraz oznak korozji. Ponadto sprawdza się stan czujników przechyłu, żyroskopów i akcelerometrów, jak również ciągłość oraz poprawność działania kabli sygnałowych. Ważnym etapem procedur obsługowych jest przeprowadzenie testu funkcjonalnego systemu automatyki, realizowanego zazwyczaj w trybie *self-test*, a w przypadku zastosowania zbiorników stabilizacyjnych typu Flume lub U-tube także kontrola poprawności działania zaworów regulujących przepływ cieczy. Uzupełnieniem czynności obsługowych jest okresowa kalibracja czujników pochyłu oraz kursu, zapewniająca prawidłowe działanie układu automatycznej regulacji.

W systemach żyroskopowych dodatkowo wymaga się przeprowadzania kontroli układów smarowania i chłodzenia wirnika, a także okresowych pomiarów drgań i hałasu. Obsługa codzienna obejmuje głównie przegląd wizualny i monitorowanie wskazań systemu alarmowego, natomiast obsługa okresowa (tygodniowa lub miesięczna) wymaga wykonania prób ruchowych, testu automatyki oraz ewentualnej wymiany filtrów hydraulicznych. W trakcie postoju w stoczni (przegląd roczny lub pięcioletni) wykonuje się demontaż i przegląd płetw, uszczelnień wałów, zaworów oraz dokonuje się kontroli geometrii mechanizmów.

Systemy stabilizacji są złożonymi układami mechatronicznymi, w których mogą wystąpić zarówno awarie mechaniczne, jak i błędy układów automatyki. Ich diagnostyka opiera się na rejestracji sygnałów z czujników oraz analizie danych w systemie sterowania. Typowe usterki i ich objawy są następujące:

- ▶ spadek skuteczności stabilizacji – uszkodzenie czujnika przechyłu lub błędna kalibracja;
- ▶ hałas lub drgania w rejonie płetwy – zużycie łożysk lub luz na osi;
- ▶ brak ruchu płetwy – awaria siłownika hydraulicznego lub zaworu sterującego,
- ▶ nieprawidłowe wychylenia – błędne działanie serwomechanizmu lub zakłócenia sygnału z żyroskopu;
- ▶ przecieki oleju lub wody – uszkodzenie uszczelnień wałów, przewodów lub zbiorników;
- ▶ alarmy *low oil pressure, sensor error, control fault* – awarie układu sterowania lub zasilania.

Nowoczesne systemy wyposażone są w moduły diagnostyki samoczynnej (*self-diagnosis*), które automatycznie wykrywają nieprawidłowości i zapisują raport w rejestrze usterek. Diagnostyka komputerowa umożliwia także zdalny dostęp serwisowy, co pozwala producentowi lub serwisowi technicznemu na analizę pracy systemu w czasie rzeczywistym.

W przypadku poważnej awarii stabilizatorów zaleca się ich dezaktywację i blokadę w pozycji neutralnej, aby uniknąć dodatkowych sił hydrodynamicznych podczas żeglugi.

4.12. Wymagania klasyfikacyjne i przeglądy towarzystw klasyfikacyjnych

Systemy stabilizacji podlegają nadzorowi i certyfikacji przez towarzystwa klasyfikacyjne, takie jak np. Det Norske Veritas (DNV), Lloyd's Register (LR), Bureau Veritas (BV) czy Polski Rejestr Statków (PRS). Każdy z tych podmiotów określa szczegółowe wymagania dotyczące projektu, montażu, prób oraz przeglądów okresowych. Podstawowe wymagania klasyfikacyjne obejmują:

- ▶ zgodność instalacji z dokumentacją techniczno-ruchową i planami zatwierdzonymi przez towarzystwo;
- ▶ przeprowadzenie prób funkcjonalnych podczas prób morskich statku;
- ▶ zapewnienie podwójnego zasilania systemów automatyki (zasilanie główne i awaryjne);
- ▶ zabezpieczenie układów przed niekontrolowanym wychyleniem płetw lub przemieszczeniem cieczy w zbiornikach;
- ▶ dokumentację kalibracji i certyfikacji czujników, siłowników, zaworów i elementów automatyki;
- ▶ okresowe przeglądy (najczęściej co pięć lat) obejmujące demontaż i ocenę stanu technicznego podzespołów.

W ramach przeglądów okresowych klasy wykonuje się:

- ▶ próbę działania w trybach automatycznym i ręcznym;
- ▶ kontrolę systemów hydraulicznych, elektrycznych i sterowania;
- ▶ pomiar skuteczności tłumienia przechyłów (w czasie postoju lub podczas rejsu próbnego);
- ▶ weryfikację zapisów w dzienniku eksploatacyjnym i rejestrze alarmów.

Pozytywne wyniki przeglądu stanowią podstawę do odnowienia certyfikatu systemu stabilizacji, który jest wymagany do dalszej eksploatacji jednostki. Prawidłowa eksploatacja i utrzymanie systemów stabilizacji wymagają systematycznych działań prewencyjnych, bieżącego monitorowania oraz zgodności z wymaganiami klasyfikacyjnymi. Wysoka niezawodność tych układów przekłada się bezpośrednio na bezpieczeństwo statku, komfort załogi i efektywność eksploatacyjną jednostki. Regularne przeglądy oraz właściwa obsługa techniczna pozwalają na długotrwałą, bezawaryjną pracę systemu w zróżnicowanych warunkach żeglugi.

Stabilizatory przechyłu stanowią obecnie jeden z kluczowych elementów wyposażenia nowoczesnych jednostek pływających, decydujących o bezpieczeństwie żeglugi, komforcie pasażerów i efektywności eksploatacji. Rozwój tych systemów jest wynikiem wieloletnich badań nad zjawiskami kołysań bocznych, momentami hydrodynamicznymi oraz dynamiką ruchu statku na fali.

Nowoczesne systemy stabilizacji stanowią połączenie zaawansowanej mechatroniki, automatyki i informatyki. Wprowadzenie napędów elektrycznych, algorytmów sztucznej inteligencji i integracji z systemami autonomicznymi wyznacza nowy kierunek rozwoju w inżynierii okrętowej. Cele tych działań obejmują nie tylko zwiększenie komfortu i bezpieczeństwa żeglugi, ale również redukcję emisji, hałasu oraz kosztów eksploatacyjnych.

5. Windy łodziowe

5.1. Wiadomości wstępne

5.1.1. Rola i znaczenie urządzeń do wodowania łodzi ratunkowych

Bezpieczeństwo życia na morzu w dużej mierze zależy od skuteczności stosowanych na statkach systemów ewakuacyjnych. Jednym z kluczowych elementów tych systemów są urządzenia do wodowania łodzi ratunkowych, które umożliwiają załodze i pasażerom sprawne opuszczenie jednostki w warunkach zagrożenia. Ich prawidłowe działanie ma bezpośredni wpływ na tempo oraz bezpieczeństwo ewakuacji, zwłaszcza w przypadku awarii, takich jak pożar, zderzenie czy utrata stateczności.

Do najważniejszych urządzeń tego typu należą windy oraz żurawiki, stanowiące integralną część systemu bezpieczeństwa każdej jednostki pływającej. Ich zadaniem jest bezpieczne i kontrolowane opuszczenie łodzi ratunkowej na wodę, niezależnie od warunków atmosferycznych oraz przechyłu statku.

Prawidłowo działające urządzenia wodujące:

- ▶ zapewniają możliwie jak najszybszą ewakuację od momentu ogłoszenia alarmu;
- ▶ umożliwiają załodze bezpieczne wejście do łodzi przed jej opuszczeniem;
- ▶ pozwalają na wodowanie w przypadku utraty zasilania głównego (systemy awaryjne);
- ▶ minimalizują ryzyko uszkodzenia łodzi i zagrożenia życia załogi i pasażerów.

Nawet najnowocześniejsza łódź ratunkowa nie spełnia swojej funkcji, jeżeli system wodowania zawiedzie. Dlatego urządzenia te są projektowane według najwyższych standardów niezawodności, ich regularna obsługa i konserwacja mają zaś kluczowe znaczenie [26].

5.1.2. Wymagania międzynarodowe (SOLAS, LSA Code)

Systemy wodowania łodzi ratunkowych podlegają szczegółowym przepisom Międzynarodowej konwencji o bezpieczeństwie życia na morzu (*Safety of Life at Sea*, SOLAS) oraz Międzynarodowego kodeksu środków ratunkowych (*Life-Saving Appliance*, LSA Code). Regulacje te określają m.in. [16], [18]:

- ▶ wymagania konstrukcyjne – urządzenia muszą umożliwiać wodowanie w pełni obsadzonej łodzi ratunkowej przy przechyle statku do 20° i trymie do 10°. Kon-

struktura powinna zapewniać odporność na korozję, uszkodzenia mechaniczne i obciążenia dynamiczne;

- ▶ wymagania dotyczące zasilania i sterowania – systemy wodujące muszą posiadać zasilanie podstawowe i awaryjne oraz możliwość obsługi zarówno lokalnej, jak i ręcznej w przypadku awarii systemów automatycznych;
- ▶ testy i próby odbiorowe – przepisy wskazują na obowiązek przeprowadzania testów obciążeniowych, testów funkcjonalnych oraz cyklicznych przeglądów okresowych;
- ▶ wymogi eksploatacyjne – załoga musi posiadać odpowiednie przeszkolenie i certyfikaty, a urządzenia muszą być utrzymywane w stanie pełnej gotowości. Każda zmiana konstrukcji, naprawa czy wymiana elementów musi być rejestrowana i zgodna z wymogami towarzystwa klasyfikacyjnego.

Wymagania międzynarodowe mają na celu zapewnienie, że urządzenia będą działały skutecznie w każdych warunkach oraz że cały personel zna procedury ich obsługi.

5.1.3. Klasyfikacje urządzeń wodujących

Urządzenia wodujące łodzie ratunkowe występują w wielu odmianach konstrukcyjnych, dostosowanych do rodzaju statku, charakteru pracy oraz typu samej łodzi ratunkowej. Ze względu na specyfikę jednostek pływających – od statków pasażerskich po tankowce czy platformy *offshore* – urządzenia te muszą spełniać różnorodne wymagania techniczne i operacyjne.

Poniżej przedstawiono szczegółową klasyfikację urządzeń wodujących wraz z ich charakterystyką, zaletami oraz typowymi obszarami zastosowania [26].

Klasyfikacja ze względu na sposób działania

- ▶ **Urządzenia grawitacyjne** – wykorzystują siłę ciężkości ramienia żurawika i łodzi do tego, by opuścić ją na wodę. Ruch opuszczania jest kontrolowany za pomocą hamulców i regulatorów prędkości. Odznaczają się bardzo wysoką niezawodnością (z powodu prostej konstrukcji oraz niewielkiej liczby elementów podatnych na awarie), możliwością wodowania nawet przy braku zasilania oraz szybkim działaniem i łatwą obsługą. Urządzenia grawitacyjne są powszechnie instalowane na statkach pasażerskich, kontenerowcach i jednostkach handlowych, gdzie liczą się niezawodność i prostota obsługi.
- ▶ **Urządzenia hydrauliczne** – w systemach tych ruch opuszczania i podnoszenia łodzi jest realizowany przez siłowniki hydrauliczne lub hydraulicznie sterowane wyciągarki. Urządzenia hydrauliczne charakteryzują się dużą precyzją sterowania, możliwością obsługi cięższych łodzi oraz płynnym ruchem opuszczania nawet przy dużym pochyleniu statku. Najczęściej są one stosowane na statkach *offshore*, promach i większych jednostkach, gdzie łodzie są cięższe, a warunki pracy bardziej wymagające.

- ▶ **Urządzenia mechaniczne/ elektryczne** – systemy te korzystają z wyciągarek napędzanych silnikami elektrycznymi oraz mechanizmów przekładniowych. Charakteryzują się stosunkowo dużą szybkością pracy, możliwością precyzyjnej regulacji i wymagają zasilania, choć zazwyczaj posiadają tryb ręczny. Urządzenia te używane są na wielu statkach towarowych i pomocniczych, zwłaszcza tam, gdzie przestrzeń montażowa jest ograniczona.
- ▶ **Urządzenia typu *free-fall* (rampy wolnego spadania)** są charakterystyczne dla tankowców i instalacji *offshore*. Łódź ratunkowa jest umieszczona na rampie i zjeżdża swobodnie do wody pod wpływem ciężaru. Urządzenia te minimalizują ryzyko zatrzymania łodzi na uszkodzonych elementach statku, są odporne na bardzo trudne warunki pogodowe i umożliwiają najszybsze wodowanie. Szczególnie preferowane są na tankowcach i chemikaliowcach, gdzie istnieje ryzyko pożaru lub wybuchu i liczy się szybka oraz sprawna ewakuacja.

Klasyfikacja ze względu na rodzaj łodzi ratunkowej

- ▶ **Urządzenia dla łodzi konwencjonalnych** są przeznaczone do klasycznych łodzi ratunkowych opuszczanych na linach lub wciągarkach. Wyróżniają się stabilnością pracy i możliwością obsługi nawet kilku ton ładunku.
- ▶ **Urządzenia dla łodzi typu *free-fall*** to specjalistyczne rampy o wysokiej wytrzymałości, przystosowane do dynamicznych obciążeń podczas zjazdu łodzi.
- ▶ **Żurawiki dla szybkich łodzi ratowniczych** są wyposażone w systemy szybkiego opuszczania i podnoszenia, często hydrauliczne. Wykorzystuje się je tam, gdzie wymagane są szybkie akcje SAR (*Search and Rescue*).

Klasyfikacja ze względu na konfigurację montażu

- ▶ **Systemy jednostronne** są zainstalowane po jednej stronie statku. Odznaczają się prostą konstrukcją, stosunkowo niewielką masą i stosunkowo niewysoką ceną. Często wykorzystuje się je w łodziach ratowniczych typu *rescue boat*.
- ▶ **Systemy dwustronne** są umieszczone symetrycznie po obu stronach statku. Rozwiązanie to jest typowe dla dużych statków pasażerskich, gdzie przewidziano dużą liczbę łodzi ratunkowych.
- ▶ **Systemy centralne** są umieszczone w osi statku, mogą być obrotowe lub wysuwne. Umożliwiają wodowanie łodzi po obu burtach.
- ▶ **Systemy wysuwne i obrotowe** posiadają ramiona zdolne do wychylenia poza burtę, co pozwala na wodowanie nawet w trudnych warunkach i przy ograniczonej przestrzeni pokładowej.

Klasyfikacja urządzeń wodujących jest niezbędna dla zrozumienia, jakie rozwiązania konstrukcyjne najlepiej sprawdzą się na danej jednostce pływającej. Wybór odpowiedniego systemu zależy od licznych czynników, takich jak typ statku, rodzaj łodzi

ratunkowej, warunki eksploatacji czy wymagania przepisów. Każda klasa urządzeń posiada własną specyfikę, zalety i ograniczenia, które należy brać pod uwagę już na etapie projektowania jednostki oraz planowania jej wyposażenia ratunkowego.

5.2. Budowa i obsługa łodzi ratunkowych

5.2.1. Elementy konstrukcyjne wind

Windy łodzi ratunkowych (*life boat winches*) stanowią podstawowy element systemu wodowania łodzi konwencjonalnych. Ich zadaniem jest kontrolowane opuszczanie oraz podnoszenie łodzi ratunkowej z pokładu i na pokład statku. Konstrukcja windy musi być wytrzymała, odporna na warunki morskie oraz zgodna z rygorystycznymi normami bezpieczeństwa, ponieważ od jej działania zależy życie członków załogi.

Windy łodzi ratunkowych składają się z wielu współpracujących ze sobą podzespołów odpowiedzialnych za przenoszenie napędu, kontrolowanie ruchu liny, zapewnienie bezpieczeństwa oraz umożliwienie operatorowi precyzyjnego sterowania. Każdy element musi spełniać wymogi wytrzymałościowe i bezpieczeństwa określone w konwencji SOLAS oraz kodeksie LSA [16], [18].

Silniki i układy napędowe. Silnik jest kluczowym elementem napędowym windy. Najczęściej stosuje się:

- ▶ silniki elektryczne, które cechują się wysoką niezawodnością, stosunkowo łatwą konserwacją i możliwością pracy w trybie automatycznym. Są wyposażone w regulatory prędkości umożliwiające płynne podnoszenie łodzi. Jest to najpopularniejsze rozwiązanie w nowoczesnych instalacjach;
- ▶ silniki hydrauliczne, wykorzystywane na jednostkach, gdzie wymagana jest obsługa urządzeń o dużej mocy lub masa łodzi jest znacząca. Silniki te umożliwiają precyzyjne sterowanie i pracę w trudnych warunkach morskich i wymagają instalacji układu hydraulicznego wraz z pompą, przewodami i filtrami oleju;
- ▶ napęd ręczny (awaryjny) – każda winda musi mieć możliwość ręcznego napędu w przypadku awarii systemów zasilania. Napęd taki składa się głównie z korb montowanych na płycie czołowej przekładni. Korby pozwalają na wybranie liny lub jej kontrolowane zwolnienie, choć taka praca jest wolniejsza i wymaga większego wysiłku.

Układ przeniesienia napędu. Zadaniem układu jest zwiększenie momentu obrotowego i zapewnienie płynnego, kontrolowanego ruchu bębna kablowego. W układzie tym silnik (elektryczny lub hydrauliczny) przekazuje moment obrotowy przez przekładnię redukcyjną, sprzęgła i wały napędowe.

Bębny kablowe i liny stalowe. Bęben kablowy jest elementem, na który nawija się lina stalowa odpowiedzialna za podtrzymywanie i opuszczanie łodzi ratunkowej. Wykonuje się go z wytrzymałej stali, odpornej na korozję. Wyposażony jest w rowkowaną powierzchnię, która zapobiega samoistnemu przemieszczaniu się zwojów liny. Poza tym musi zapewniać odpowiednio duży zapas miejsca dla liny, ponieważ jej nieprawidłowe ułożenie może prowadzić do zacięć lub uszkodzenia.

Liny stalowe wykonywane są z wysokowytrzymałej stali ocynkowanej lub nierdzewnej, o konstrukcji splotu 6×19 lub 6×37 (gdzie pierwsza wartość oznacza liczbę splotek, a druga liczbę drutów w splotce), z rdzeniem tekstylnym lub stalowym. Lina to kilka splotek skręconych wokół rdzenia, które muszą być smarowane i kontrolowane pod kątem przetarć, korozji oraz liczby pękniętych drutów. Uszkodzenia liny stanowią jedno z najpoważniejszych zagrożeń, ponieważ mogą skutkować niekontrolowanym upadkiem łodzi do wody. Dlatego mają one określone normy wytrzymałościowe oraz wymagane interwały wymiany.

Układy hamulcowe (robocze i awaryjne). Hamulce to jeden z kluczowych elementów zapewniających bezpieczeństwo, pracują podczas każdego opuszczania i podnoszenia łodzi. Najczęściej stosowane są hamulce tarczowe lub bębnowe z regulacją zacisku. Hamulce muszą zapewniać płynne zatrzymanie łodzi na żądanej wysokości, nawet przy pełnym obciążeniu.

Hamulce awaryjne uruchamiane są automatycznie w przypadku awarii hamulca roboczego lub nagłej zmiany prędkości obrotowej bębna. Często działają na zasadzie hamulca elektromagnetycznego lub sprężynowego. Są projektowane tak, aby zadziałały nawet przy utracie zasilania.

Regulator prędkości. Regulator prędkości kontroluje prędkość opuszczania łodzi, zapobiega niekontrolowanemu przyspieszeniu ruchu bębna. Ponadto jest urządzeniem całkowicie mechanicznym – działa nawet bez zasilania.

Systemy sterowania (lokalne i zdalne). Sterowanie windą odbywa się za pomocą układów elektrycznych, hydraulicznych i mechanicznych. Sterowanie lokalne znajduje się bezpośrednio przy windzie. Umożliwia pracownikowi bezpośrednią kontrolę nad ruchem bębna, często za pomocą dźwigni lub przycisków. Sterowanie takie zapewnia także najlepszą obserwację pracy bębna i liny. Sterowanie zdalne znajduje się przy stanowisku wodowania łodzi ratunkowej i jest obecne w większości systemów zgodnych z SOLAS. Takie sterowanie pozwala załodze na obsługę windy po zajęciu miejsc w łodzi ratunkowej, bez konieczności przebywania na pokładzie statku podczas wodowania. Do elementów systemu sterowania należą:

- ▶ jednostki sterujące;
- ▶ styczniki i przekaźniki;
- ▶ czujniki pozycji i napięcia liny;
- ▶ przełączniki krańcowe (wyłączniki bezpieczeństwa);
- ▶ przewody elektryczne odporne na warunki morskie.

Nowoczesne windy wyposażone są również w systemy diagnostyki, które monitorują temperaturę silnika, napięcie liny, prędkość obrotową bębna oraz stan hamulców.

Zabezpieczenia przeciążeniowe i blokady. Windy są wyposażane w systemy bezpieczeństwa zapobiegające uszkodzeniu urządzeń oraz zagrożeniu dla ludzi. Zabezpieczenia przeciążeniowe są wyposażone w czujniki monitorujące siłę działającą na linę, urządzenia odłączające napęd w przypadku wykrycia obciążenia przekraczającego dopuszczalne normy oraz mechanizmy chroniące przed uszkodzeniem liny, bębna oraz silnika. Blokady bezpieczeństwa to mechaniczne blokady, które uniemożliwiają ruch bębna, gdy nie zostały spełnione warunki bezpieczeństwa (np. otwarte pokrywy). Poza tym występują także elektromagnetyczne blokady aktywne podczas inspekcji lub konserwacji, dzięki czemu nie jest możliwe przypadkowe uruchomienie windy, nawet po naciśnięciu przycisku lub pojawieniu się zasilania. Ponadto windy mają zainstalowane blokady zapobiegające zwolnieniu haka łodzi, jeśli lina nie jest odpowiednio napięta.

Punkty mocowania i konstrukcja ramy. Każda winda jest montowana na specjalnej ramie nośnej, która musi przenosić siły działające podczas opuszczania i podnoszenia łodzi. Konstrukcja ramy wykonana jest ze stali o wysokiej wytrzymałości i zabezpieczona antykorozyjnie. Musi być na stałe zespolona z konstrukcją pokładu (spawana lub śrubowana), ramy natomiast projektowane są zgodnie z wymaganiami towarzystw klasyfikacyjnych. Punkty mocowania muszą przenosić obciążenia dynamiczne wynikające z masy łodzi i działających fal. Ich liczba i rozmieszczenie są precyzyjnie określone w dokumentacji technicznej. Dodatkowo wyposażone są one w absorbery drgań i wzmocnienia przeciwdrokształceniowe. Nieprawidłowo zamocowana winda może stanowić poważne zagrożenie dla bezpieczeństwa załogi i konstrukcji statku.

5.2.2. Przykłady wind łodzi ratunkowych

Windy łodzi ratunkowych produkowane są przez wyspecjalizowane firmy z branży morskiej, które tworzą konstrukcje dostosowane do różnych typów statków, masy łodzi i warunków eksploatacyjnych. W niniejszym podrozdziale przedstawiono najczęściej spotykane w praktyce modele i typy wind instalowane na statkach handlowych, pasażerskich i innych specjalistycznych jednostkach.

Windy z napędem elektrycznym do łodzi ratunkowych opuszczanych grawitacyjnie. Ten typ windy cechuje się prostotą konstrukcji i łatwym serwisowaniem. Funkcja automatycznego zatrzymywania i kontrola prędkości przez regulator odśrodkowy zwiększają bezpieczeństwo podczas opuszczania łodzi. Windy tego rodzaju (przykład przedstawiono na rys. 5.1) są wyposażone w silnik elektryczny trójfazowy oraz mechaniczny regulator prędkości. Poza tym ich konstrukcja jest odporna na korozję i przystosowana do intensywnej eksploatacji. Mają możliwość awaryjnego napędu ręcznego i są powszechnie stosowane na masowcach, kontenerowcach i promach.



Rys. 5.1. Widok windy z napędem elektrycznym do łodzi opuszczanych grawitacyjnie

Źródło: [43]

Windy hydrauliczne o dużej mocy. Są powszechnie wykorzystywane na statkach *offshore* (platformy, statki PSV, AHTS) oraz na dużych promach. Ze względu na wysoką moc i niezawodność są przeznaczone do intensywnej eksploatacji oraz akcji ratowniczych w trudnych warunkach.



Rys. 5.2. Widok windy z napędem hydraulicznym

Źródło: [35]

Windy tego rodzaju (przykład pokazano na rys. 5.2) przeznaczone są dla ciężkich łodzi ratunkowych oraz szybkich łodzi typu FRB (*Fast Rescue Boat*). Posiadają hydrauliczne siłowniki i układy sterowania, które pozwalają na płynną regulację prędkości. Ponadto mają możliwość pracy w ekstremalnych warunkach pogodowych i są wyposażone w systemy diagnostyki i czujniki przeciążeniowe.

5.3. Obsługa wind łodzi ratunkowych

5.3.1. Przygotowanie windy do pracy

Przed rozpoczęciem jakichkolwiek operacji z użyciem windy niezbędne jest staranne przygotowanie urządzenia oraz całego stanowiska pracy. Obejmuje to przede wszystkim ocenę stanu technicznego elementów składowych, takich jak liny stalowe, bęben kablowy, prowadnice i hamulce. Lina, jako element narażony na duże obciążenia dynamiczne, powinna być pozbawiona oznak zużycia, w tym korozji, deformacji splotów czy przetarć. Kontroluje się również sposób jej zamocowania do bębna oraz do uchwytów łodzi ratunkowej. Równolegle sprawdza się stan układów napędowych, a także funkcjonowanie hamulców roboczych i awaryjnych.

Kluczowym etapem jest weryfikacja zasilania: urządzenie powinno reagować na sterowanie zarówno lokalne, jak i zdalne, a przycisk zatrzymania awaryjnego musi działać natychmiastowo. Operator upewnia się też, że sygnalizacja świetlna i dźwiękowa jest sprawna. Sprawdza się także przestrzeń wokół windy, aby upewnić się, że nic nie ogranicza ruchu urządzenia ani nie zagraża bezpiecznemu opuszczeniu łodzi. Równocześnie przygotowuje się samą łódź, czyli sprawdza stan jej zawiesi, systemu zwalniania i wyposażenia ratunkowego. Cała załoga biorąca udział w operacji musi zostać wyposażona w środki ochrony indywidualnej, a komunikacja między operatorem windy i członkami załogi oraz osobą prowadzącą operację powinna zostać wcześniej potwierdzona.

5.3.2. Procedury wodowania i podnoszenia łodzi ratunkowej

Wodowanie łodzi ratunkowej za pomocą windy jest procesem wymagającym precyzji oraz ścisłego przestrzegania określonych zasad. Po potwierdzeniu gotowości urządzenia i zajęciu stanowisk przez członków załogi rozpoczyna się właściwa procedura. Najpierw zwalnia się zabezpieczenia mechaniczne oraz wszelkie blokady transportowe łodzi. W przypadku systemów, w których łódź opuszcza się wraz z załogą, osoby wchodzą do łodzi dopiero po uzyskaniu wyraźnej zgody.

Operator powoli rozpoczyna opuszczanie, kontrolując prędkość za pomocą hamulca roboczego lub regulatora prędkości. Cały proces musi przebiegać płynnie, bez

żadnych gwałtownych ruchów, tak aby uniknąć nadmiernych przeciążeń liny i stabilizatorów. Łódź przechodzi przez blok prowadzący i jest przemieszczana w stronę lustra wody, aż do momentu zetknięcia się jej kadłuba z powierzchnią morza. Dopiero po osiągnięciu odciążenia liny możliwe jest jej bezpieczne wypięcie.

W większości systemów stosuje się tzw. zwalnianie *off-load*, które gwarantuje minimalizację ryzyka przypadkowego odłączenia łodzi podczas opuszczania. Zwalnianie *on-load*, dopuszczalne jedynie w szczególnych sytuacjach awaryjnych, odbywa się przy pełnym obciążeniu i wymaga specjalnego typu zaczepu. Po wypięciu łódź odchodzi od burty, zwykle przy użyciu wiosł lub po uruchomieniu silnika.

Podjęcie łodzi ratunkowej z wody jest jedną z trudniejszych czynności związanych z obsługą windy, ponieważ wymaga współdziałania operatora, obserwatora oraz załogi znajdującej się w łodzi. Najpierw przygotowuje się urządzenie i ustawia jego ramię w pozycji umożliwiającej swobodne podniesienie łodzi. Załoga w łodzi podchodzi do statku, utrzymując stabilne położenie względem burty. Po osiągnięciu odpowiedniej pozycji członkowie załogi podpinają linę do uchwytu zaczepowego. Operator zaczyna zwijać linę, działając powoli i równomiernie, tak by zminimalizować kołysanie łodzi wywołane falowaniem. Szczególną ostrożność należy zachować w momencie wprowadzania łodzi w prowadnicę dźwigu łodziowego – wymaga to dokładnej obserwacji, ponieważ najmniejsze odchylenie może doprowadzić do zaklinowania łodzi lub nadmiernego obciążenia konstrukcji. Gdy łódź osiągnie pozycję roboczą, zostaje zabezpieczona blokadami mechanicznymi i pasami transportowymi. Następnie wyłącza się napęd windy i ponownie aktywuje hamulce oraz blokady zabezpieczające na czas postoju.

5.3.3. Typowe usterki i sposoby ich diagnozowania oraz praca w warunkach awaryjnych

W trakcie eksploatacji windy mogą występować różne usterki, z których najczęstsze są uszkodzenia lin stalowych, problemy z hamulcami oraz awarie układów napędowych. Lina poddawana ciągłym obciążeniom zużywa się i może ulegać postrzępieniu lub korozji. Jej uszkodzenie jest podstawą do natychmiastowej wymiany. Hamulce robocze mogą wykazywać oznaki niestabilnej pracy przejawiającej się nierównym opuszczaniem lub drzeniem, co zwykle świadczy o zużyciu okładzin lub konieczności kalibracji. Układy elektryczne lub hydrauliczne mogą reagować z opóźnieniem albo wykazywać całkowity brak reakcji, co wskazuje na problemy z napięciem, ciśnieniem lub układami sterującymi. Częstą usterkę stanowi również nierówne nawinięcie liny na bęben. Zazwyczaj jest to spowodowane niewłaściwą regulacją prowadnicy liny lub deformacji samego bębna. Diagnostyka powinna się zawsze opierać na wnikliwej analizie objawów i przeprowadzaniu testów przed dopuszczeniem urządzenia do dalszej pracy.

Windy łodzi ratunkowych muszą być zdolne do działania także w sytuacjach awaryjnych, kiedy dostęp do zasilania elektrycznego lub hydraulicznego jest ograniczony albo całkowicie utracony. W przypadku konieczności opuszczenia łodzi przy braku zasilania stosuje się hamulec awaryjny bądź system grawitacyjny, który pozwala na kontrolowane zejście łodzi na wodę dzięki jej własnemu ciężarowi. W sytuacji, gdy awarii ulega sterowanie elektryczne, operator przechodzi na sterowanie lokalne lub manualne, używając ręcznych narzędzi awaryjnych, takich jak koła zamachowe lub korby.

Podnoszenie łodzi bez zasilania jest znacznie trudniejsze i może wymagać zastosowania awaryjnego zasilania lub całkowitego odciążenia łodzi poprzez wyjście załogi jeszcze przed rozpoczęciem podnoszenia. W przypadku awarii hamulca roboczego operację należy natychmiast przerwać i przełączyć urządzenie na hamulec awaryjny. Dopiero po usunięciu awarii i przeprowadzeniu kontroli urządzenie może zostać ponownie dopuszczone do pracy.

5.4. Budowa i obsługa zrzutni łodzi ratunkowych (żurawików)

5.4.1. Typy żurawików

Żurawiki łodzi ratunkowych, będące podstawowym wyposażeniem jednostek pływających, stanowią wyspecjalizowane urządzenia dźwignicowe przystosowane do bezpiecznego wodowania oraz podejmowania łodzi ratunkowych. Konstrukcje te różnią się budową i zasadą działania, a ich dobór zależy od charakteru statku, wymagań przepisowych i warunków eksploatacyjnych. Żurawiki łodziowe dzielą się na cztery podstawowe typy: obrotowe, wychylne, grawitacyjne i dla ramp wolnego spadania (*free-fall*). Wymienione typy żurawików, z wyjątkiem *free-fall*, działają parami, to znaczy para żurawików stanowi komplet do obsługi jednej łodzi ratunkowej.

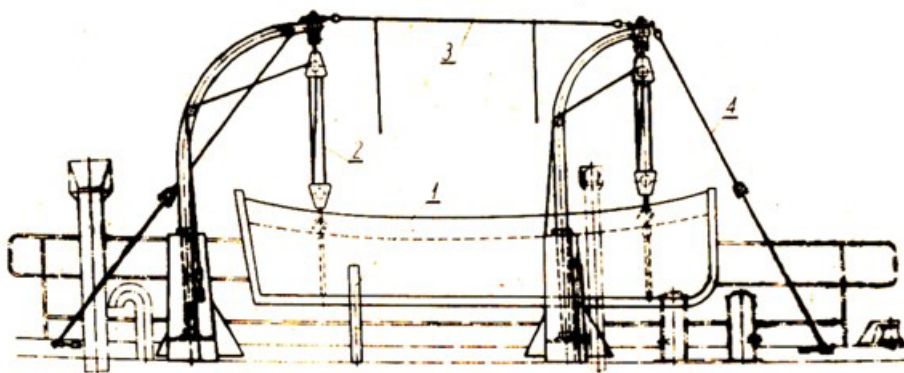
Żurawiki obrotowe (rys. 5.3) charakteryzują się możliwością swobodnego obrotu ramienia wokół własnej osi, co umożliwia przeniesienie łodzi z pozycji spoczynkowej poza burtę statku. Mechanizm obrotu może być realizowany elektrycznie, hydraulicznie lub ręcznie, w zależności od wielkości i konstrukcji urządzenia. Żurawiki tego typu spotyka się obecnie głównie na starszych lub małych jednostkach, gdzie służą do obsługi niewielkich łodzi ratunkowych. Zgodnie z postanowieniami konwencji SOLAS nie dopuszcza się ich instalowania na nowo budowanych statkach.



Rys. 5.3. Żurawik obrotowy

Źródło: [48]

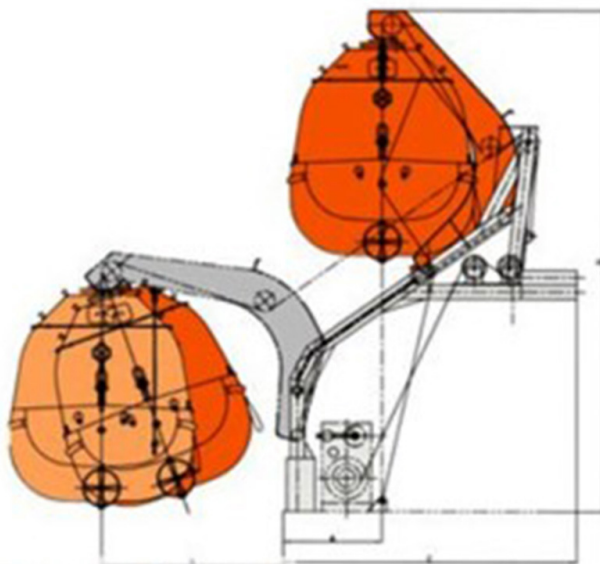
Na rysunku 5.4 przedstawiono zespół żurawików obrotowych wraz z lekką łodzią ratunkową. Żurawiki te, wykonane z rur lub prętów stalowych, są oparte na pokładzie w łożysku oporowym oraz prowadzone przez łożysko w postaci obejmy umieszczonej na wsporniku.



Rys. 5.4. Komplet żurawików obrotowych (1 – podstawa pod tódź; 2 – talia, 3 – lina spustowa, 4 – lina ustalająca żurawik w określonym położeniu (gaja))

Źródło: [19]

Żurawiki wychylne stanowią drugą istotną grupę żurawików. W tym wypadku ramię nie wykonuje ruchu obrotowego wokół własnej osi, lecz jest poziomo wysuwane lub przechylane w kierunku burty. Rozwiązanie to znajduje zastosowanie przede wszystkim na statkach towarowych oraz jednostkach o ograniczonej przestrzeni pokładowej. Mechanizm wychylny umożliwia dokładne pozycjonowanie łodzi nad burtą, przy jednoczesnym zachowaniu zwartej konstrukcji urządzenia (rys. 5.5).



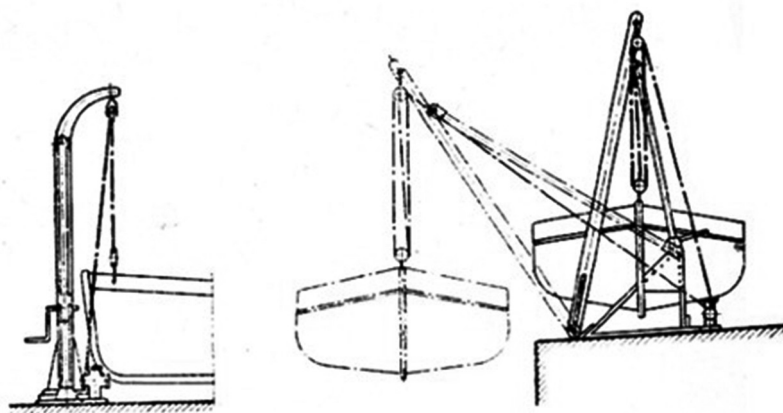
Rys. 5.5. Schemat działania żurawika wychylnego

Źródło: [45]

Żurawiki tego typu mogą być wykorzystywane do obsługi łodzi, których masa wraz z pełnym wyposażeniem nie przekracza 2300 kg. W sytuacji, gdy przewiduje się wychylenie łodzi za burtę wraz z obsługą lub dopuszczalną liczbą osób, do masy łodzi należy doliczyć masę tych osób.

Innym rodzajem żurawika wychylnego jest przedstawiony na rysunku 5.6 żurawik teleskopowy z prostym ramieniem wysięgnika. Wychylenie ramienia za burtę realizowane jest poprzez obrót śruby umieszczonej w ramieniu teleskopowym. Napęd śruby odbywa się ręcznie, za pomocą korby, natomiast opuszczanie i podnoszenie łodzi jest realizowane przy użyciu wciągarki łodziowej. Ramię wysięgnika może mieć konstrukcję skrzynkową o przekroju prostokątnym lub być wykonane z rury.

Żurawiki teleskopowe z prostym ramieniem wysięgnika ustawia się po zewnętrznych stronach łodzi, przy czym ich rozstaw jest większy od długości łodzi, a ramiona wysięgników zakończone są zagiętymi ku sobie głowicami.



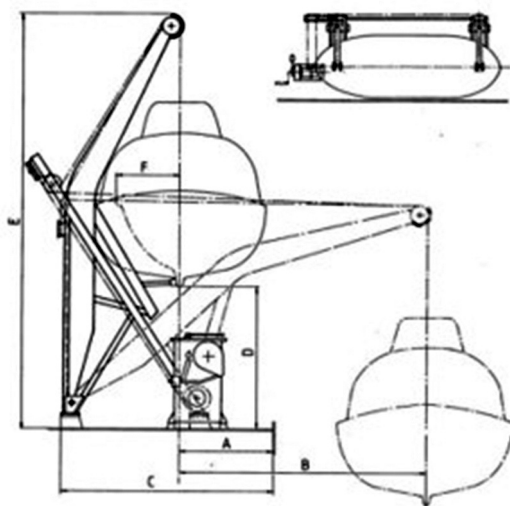
Rys. 5.6. Przykład konstrukcji żurawika wychylnego teleskopowego

Źródło: [19]

Żurawiki grawitacyjne to kolejny typ żurawików. Wadą żurawików wychylnych jest czasochłonny proces przemieszczania łodzi poza burtę, szczególnie uciążliwy w przypadku łodzi o większej masie. Ograniczenie to zostało wyeliminowane w konstrukcjach żurawików grawitacyjnych, które są projektowane w taki sposób, aby opuszczanie łodzi odbywało się zasadniczo pod wpływem jej własnego ciężaru, przy minimalnym udziale napędu. Mechanizm tych urządzeń zazwyczaj składa się z dwóch połączonych ramion, które po zwolnieniu blokady prowadzą łódź po określonej ścieżce ruchu w kierunku burty. Rozwiązanie to charakteryzuje się wysoką niezawodnością, ponieważ jego podstawowa zasada działania nie jest uzależniona od zasilania zewnętrznego.

Żurawiki grawitacyjne są używane do obsługi wcześniej wymienionych typów łodzi oraz wszystkich łodzi o większych gabarytach. Schemat ich działania przedstawiono na rysunku 5.7. Zgodnie z przepisami na zbiornikowcach o pojemności brutto powyżej 1600 RT oraz na takich statkach, jak kontenerowce, masowce czy drobnicowce wszystkie żurawiki powinny być typu grawitacyjnego.

Łodzie opuszczane z żurawików grawitacyjnych, łodzie stosowane na zbiornikowcach, łodzie przeznaczone do użycia w sytuacjach awaryjnych, a także łodzie na statkach, których pokład łodziowy znajduje się na wysokości 6 m lub więcej ponad wodnicą, podnosi się i opuszcza za pomocą talii z lin stalowych, z wykorzystaniem wciągarki łodziowej. Pozostałe łodzie mogą być podnoszone i opuszczane przy zastosowaniu talii z lin włókiennych.



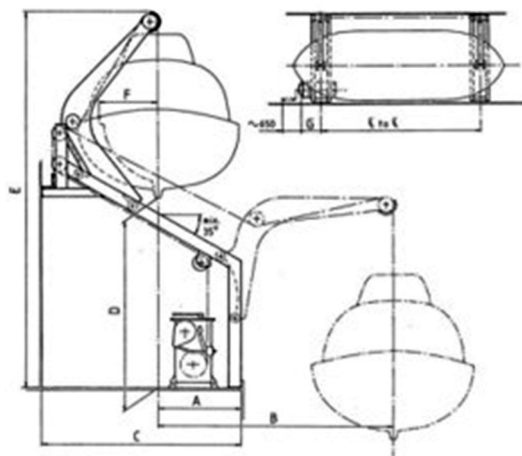
Rys. 5.7. Schemat działania żurawika grawitacyjnego

Źródło: [31]

Żurawiki należy instalować w taki sposób, aby przy wychylonym wysięgniku oraz przy nieprzechylonym statku odległość między łodzią a burtą wynosiła co najmniej 0,3 m. W obliczeniach wytrzymałościowych obciążeniem działającym na parę żurawików w przypadku opuszczania łodzi na wodę jest masa kompletnie wyposażonej łodzi wraz z pełną obsadą, uwzględniająca masę bloków i lin, przy przechyle statku o 15° na dowolną burtę oraz przegłębieniu o 10° .

Jednym z rodzajów żurawików grawitacyjnych są żurawiki typu jezdnego. Żurawiki jezdne składają się z torów, zwanych łożami jezdny, po których wysięgniki poruszają się na rolkach. W rozwiązaniu przedstawionym na rysunku 5.8 ruch wysięgnika przebiega początkowo po linii prostej, natomiast po wejściu na krzywiznę toru następuje jego obrót o około 50° .

Nachylenie toru musi zapewniać możliwość samoczynnego rozpoczęcia ruchu wysięgnika pod działaniem ciężaru własnego oraz ciężaru łodzi, przy przechyle statku o 15° na przeciwną burtę. Oznacza to, że opory tarcia mechanizmu jazdy oraz rozkręcania odhamowanej wciągarki muszą być mniejsze od składowej siły ciężaru działającej wzdłuż toru. W praktyce nachylenie toru wynosi około 30° względem płaszczyzny podstawowej statku.



Rys. 5.8. Żurawik grawitacyjny jezdny z wysięgnikiem wózkowym

Źródło: [31]

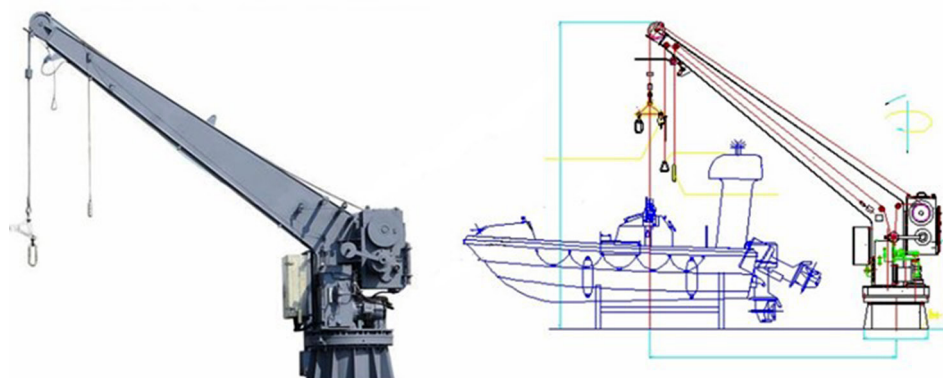
Mimo wieloletniego stosowania żurawików grawitacyjnych oraz ciągłego doskonalenia ich konstrukcji urządzenia te nie są wolne od wad eksploatacyjnych i mogą wykazywać podatność na zacięcia, szczególnie przy nierównomiernym ruchu. W warunkach silnego kołysania statku mogą wystąpić sytuacje, które opóźniają ewakuację lub stwarzają zagrożenie dla osób przebywających w łodziach. Do najczęściej występujących niebezpiecznych zjawisk należą:

- ▶ nierównomierne opuszczanie się obu żurawików, co może prowadzić do ich zakleszczenia w prowadnicach;
- ▶ uderzanie łodzi o burtę statku podczas opuszczania;
- ▶ niejednoczesne zwolnienie haków łączących łódź z taliami żurawików.

Przykład nowoczesnej konstrukcji żurawika przeznaczonego do obsługi łodzi ratunkowej przedstawiono na rysunku 5.9. Obrót kolumny żurawika realizowany jest za pomocą siłownika hydraulicznego zasilanego z ciśnieniowego akumulatora energii, co spełnia wymóg zapewnienia pracy żurawika niezależnie od zasilania energetycznego statku.

Manewr opuszczania łodzi na wodę odbywa się metodą grawitacyjną – po zwolnieniu hamulca wciągarki masa własna łodzi wymusza jej ruch w dół, a prędkość opadania jest bezpiecznie regulowana przez mechaniczny hamulec odśrodkowy. Silnik hydrauliczny wciągarki wykorzystywany jest głównie do ponownego podnoszenia łodzi. Cały system pozwala na zdalne uruchomienie procedury wodowania bezpośrednio z wnętrza łodzi ratunkowej. Konstrukcja ta w pełni odpowiada wymogom konwencji

SOLAS oraz kodeksu LSA, gwarantując skuteczną ewakuację w warunkach całkowitego braku napięcia w sieci statkowej (tzw. *blackout*), a także przy przechyłach kadłuba sięgających do 20°.

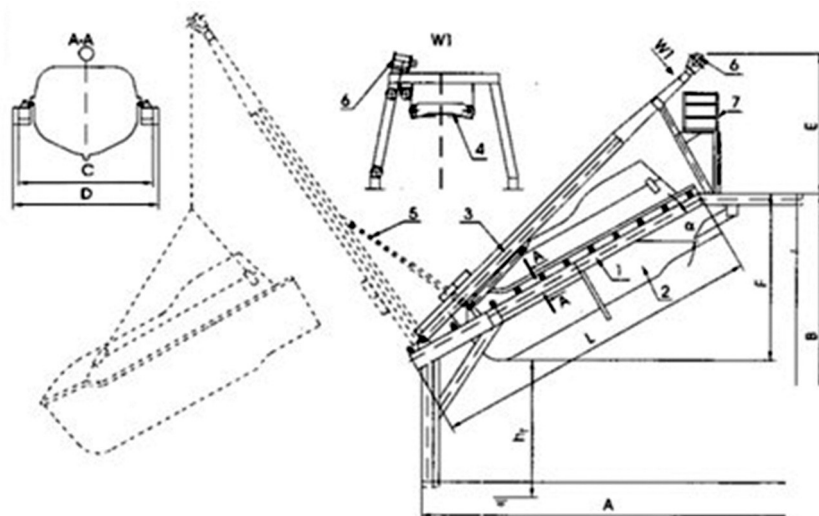


Rys. 5.9. Pojedynczy żurawik do obsługi łodzi ratowniczej

Źródło: [41]

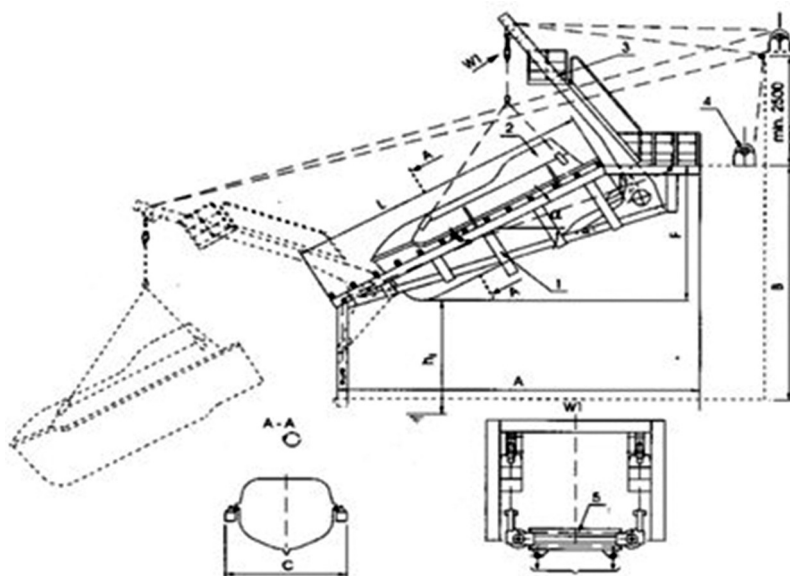
Żurawiki do systemów *free-fall* (dla ramp wolnego spadania) mają masywną konstrukcję i są projektowane do przenoszenia dużych obciążeń dynamicznych. Zwykle współpracują z systemami holowniczymi oraz prowadzącymi. Choć łodzie ratunkowe typu *free-fall* nie wymagają użycia windy podczas wodowania, statek musi być wyposażony w windę umożliwiającą ich ponowne podjęcie z wody. Wykorzystywane w tym celu windy są wyposażone we wciągarki o dużej mocy, hydrauliczny napęd z układem dwubiegowym, a także we wzmocnione bębny oraz liny o podwyższonej wytrzymałości.

Urządzenie zrzutowe łodzi ratunkowej z żurawikiem wychylnym przedstawiono na rysunku 5.10, natomiast urządzenie zrzutowe łodzi ratunkowej z żurawikiem jeżdżym na rysunku 5.11.



Rys. 5.10. Urządzenie zrzutowe łodzi ratunkowej z żurawikiem wychylnym (1 – pochylnia, 2 – łódź ratunkowa, 3 – żurawik, 4 – trawersa, 5 – cylinder hydrauliczny, 6 – wciągarka, 7 – pomost do obsługi)

Źródło: [31]



Rys. 5.11. Urządzenie zrzutowe łodzi ratunkowej z żurawikiem jezdny (1 – pochylnia, 2 – łódź ratunkowa, 3 – żurawik, 4 – wciągarka, 5 – trawersa)

Źródło: [31]

5.4.2. Elementy konstrukcyjne żurawików

Ramię lub ramiona żurawika. Ramię żurawika stanowi główny element nośny, który bezpośrednio przenosi obciążenia związane z masą łodzi ratunkowej oraz działa w różnych płaszczyznach ruchu. W zależności od typu urządzenia może to być pojedyncze ramię obrotowe, para ramion współpracujących z wciągarką i układem linowym o napędzie grawitacyjnym bądź też masywna rama prowadząca stosowana w zrzutniach *free-fall*.

Konstrukcje wykonuje się najczęściej ze stali wysokowytrzymałej. Kształt ramienia dobiera się tak, aby pozwalał na równomierne przenoszenie sił, minimalizował deformacje pod obciążeniem i zapewniał stabilność podczas pracy w warunkach falowania.

Ramiona często są wyposażone w systemy prowadnic, liny, rolki zmniejszające tarcie oraz elementy stabilizujące, które utrzymują łódź w odpowiedniej pozycji. W przypadku zrzutni *free-fall* ramię przyjmuje formę rampy o określonym kącie zjazdu, który gwarantuje właściwą trajektorię lotu i bezpieczne wejście kadłuba w wodę.

Wciągarki i układy linowe. Wciągarka jest kluczowym elementem umożliwiającym podnoszenie i opuszczanie łodzi w systemach tradycyjnych. Może być napędzana silnikiem elektrycznym lub hydraulicznym, a jej parametry dobiera się odpowiednio do ciężaru łodzi, wymaganej prędkości oraz warunków pracy. Bęben linowy wykonany jest zwykle ze stali, a sposób nawijania liny ma istotne znaczenie dla trwałości całej konstrukcji. W nowoczesnych systemach stosuje się układy automatycznego prowadzenia liny, które eliminują ryzyko nierównego nawoju.

Liny stalowe muszą spełniać restrykcyjne normy dotyczące wytrzymałości i odporności na korozję. Wykorzystywane są liny wielosplotowe z rdzeniem metalowym lub włóknistym, a ich średnicę dobiera się do przewidywanego obciążenia. W systemach grawitacyjnych rola liny sprowadza się głównie do stabilizacji i późniejszego podnoszenia łodzi, natomiast w zrzutniach *free-fall* podczas opuszczania nie stosuje się lin – są one używane jedynie przy ponownym podejmowaniu łodzi.

Uchwyty i haki zwalniające. Uchwyty i haki zwalniające odpowiadają za bezpieczne utrzymanie łodzi podczas transportu i w trakcie opuszczania. Muszą one zapewniać możliwość szybkiego i kontrolowanego zwolnienia, zarówno w trybie *off-load*, jak i – w szczególnych sytuacjach – *on-load*. Mechanizmy zwalniające są zabezpieczone przed przypadkową aktywacją, a ich konstrukcja pozwala załodze na intuicyjne działanie, nawet w warunkach stresu czy ograniczonej widoczności.

Nowoczesne haki posiadają czujniki sygnalizujące pełne obciążenie, poprawne zamknięcie oraz gotowość do zwolnienia. Mechanizmy te mogą być uruchamiane ręcznie, hydraulicznie lub elektrycznie. Jednak normy konwencji SOLAS wymagają, aby możliwa była także ich obsługa w trybie manualnym w razie awarii systemów zasilających.

Systemy automatyczne i awaryjnego zwalniania. Każdy żurawik oraz każda zrzutnia muszą być wyposażone w systemy zapewniające możliwość zarówno standardowego, jak i awaryjnego zwolnienia łodzi. W systemach automatycznych funkcja zwalniania aktywowana jest zazwyczaj po osiągnięciu przez łódź odpowiedniego odciążenia liny.

Systemy awaryjne umożliwiają zwolnienie łodzi nawet w przypadku awarii zasilania, uszkodzenia układu sterowania albo zakleszczenia mechanizmu. Działają one zwykle całkowicie mechanicznie, z wykorzystaniem dźwigni i zamków bezpieczeństwa, które mogą być obsługiwane przez załogę z wnętrza łodzi. W konstrukcjach *free-fall* awaryjne zwalnianie obejmuje zdublowane układy blokad, które zapobiegają niekontrolowanemu zrutowi, ale jednocześnie mogą zostać szybko odblokowane jednym ruchem operatora.

5.5. Obsługa żurawików i zrzutni

5.5.1. Przygotowanie żurawików i zrzutni do wodowania

Przygotowanie zrzutni lub żurawika do wodowania łodzi ratunkowej rozpoczyna się od przeprowadzenia dokładnej oceny stanu technicznego urządzenia oraz warunków otoczenia. Operator powinien się upewnić, że żadne elementy konstrukcji nie są uszkodzone, a przestrzeń wokół zrzutni jest wolna od przeszkód. Sprawdzeniu podlegają wszystkie blokady utrzymujące łódź w pozycji spoczynkowej, w tym blokady główne i pomocnicze, których poprawne ustawienie musi zostać potwierdzone wizualnie. W przypadku urządzeń z systemami hydraulicznymi konieczne jest upewnienie się, że ciśnienie robocze pozostaje w normie, a układ nie wykazuje oznak wycieków. Jeżeli konstrukcja obejmuje wciągarki pomocnicze lub liny stabilizujące, powinny one zostać przejrane pod kątem równomiernego napięcia oraz prawidłowego prowadzenia na rolkach.

Po sprawdzeniu stanu konstrukcji należy przygotować samą łódź ratunkową. W szczególności kontroluje się jej obsadzenie, zamknięcie klapy wejściowej (w łodziach *free-fall*), zabezpieczenie ładunku oraz gotowość instalacji pokładowych. Załoga musi zająć miejsca zgodnie z instrukcją przygotowaną przez producenta, zachowując równomierne rozmieszczenie masy. Na końcu operator potwierdza gotowość poprzez komunikację ze sternikiem łodzi, mostkiem oraz oficerem odpowiedzialnym za operację ewakuacyjną lub szkoleniową.

Procedury wodowania łodzi ratunkowej z żurawika. Wodowanie łodzi przy użyciu żurawika wymaga precyzji oraz dobrze skoordynowanych czynności. Po otrzymaniu zgody na rozpoczęcie operacji operator zwalnia blokady zabezpieczające ra-

mię żurawika i przemieszcza je nad burtę statku. W zależności od konstrukcji może to obejmować obrót ramienia, jego wychylenie lub wysunięcie za pomocą siłowników hydraulicznych. Po ustawieniu żurawika w odpowiedniej pozycji łódź zostaje lekko uniesiona, co umożliwia kontrolę równomiernego obciążenia lin oraz prawidłowego zamknięcia haków.

Opuszczanie łodzi powinno się odbywać płynnie, z zachowaniem stałej kontroli prędkości. Operator monitoruje zarówno stan lin, jak i reakcje łodzi na falowanie wody. Po osiągnięciu poziomu tuż nad powierzchnią morza załoga upewnia się, że obszar poniżej łodzi jest wolny od przeszkód. Gdy łódź zetknie się z wodą, system zwalniania haków przechodzi w stan gotowości do odciążenia. Współczesne rozwiązania pozwalają na automatyczne odpięcie haków po całkowitym odciążeniu liny, jednak operator musi potwierdzić sygnalizację poprawnego działania mechanizmu. Po zwolnieniu łodzi panel sterowania żurawika pozostaje aktywny, a ramię żurawika zostaje przywrócone do pozycji spoczynkowej, o ile nie obowiązuje procedura natychmiastowego podjęcia łodzi.

Procedury podejmowania łodzi z wody. Podejmowanie łodzi z wody jest procesem często trudniejszym niż jej opuszczanie, ze względu na dynamiczne działanie fal oraz konieczność precyzyjnego sterowania. Łódź musi się najpierw podprowadzić pod ramię żurawika, pozostając w bezpiecznej odległości od kadłuba statku. Za pomocą liny przewodniej lub drabinki pilotowej stabilizuje się pozycję łodzi względem punktów podłączenia. Następnie operator opuszcza haki lub uchwyty, aby umożliwić załodze ich zaczepienie – czynność ta wymaga szczególnej ostrożności z uwagi na możliwość przytraśnięcia dłoni lub utraty równowagi. Po poprawnym zaczepieniu łódź zostaje uniesiona nad powierzchnię wody na niewielką wysokość, co umożliwia operatorowi sprawdzenie równomiernego rozkładu obciążenia na punktach podwieszenia oraz prawidłowej pracy układu linowego. Dopiero po tej kontroli łódź jest podnoszona na statek przy zachowaniu odpowiedniej prędkości i płynności ruchów. W sytuacji silnego falowania konieczne może być stosowanie dodatkowych lin prowadzących, które stabilizują pozycję łodzi podczas podnoszenia. Po dotarciu do pokładu łódź mocuje się do gniazda przechowywania, zabezpiecza blokadami ramy oraz przywraca pełną gotowość żurawika.

Systemy bezpieczeństwa w trakcie wodowania. Systemy bezpieczeństwa stanowią nieodłączny element obsługi żurawików i zrzutni. Obejmują one rozwiązania mechaniczne, wśród których znajdują się hamulce robocze i awaryjne we wciągarkach, blokady przeciążeniowe, zawory bezpieczeństwa układów hydraulicznych i urządzenia zapobiegające niekontrolowanemu rozwinięciu liny.

W przypadku zrzutni *free-fall* funkcję systemów bezpieczeństwa pełnią również podwójne lub potrójne blokady ramy, które zapobiegają przypadkowemu zrzutowi łodzi. Dopiero po ich zwolnieniu, poprzedzonym jednoznaczną komendą operatora,

Łódź może zjechać z rampy. Wszystkie systemy bezpieczeństwa muszą działać niezależnie od dostępności zasilania, co oznacza, że każda procedura powinna mieć wersję manualną wykonalną w warunkach awaryjnych.

5.5.2. Przeglądy okresowe, konserwacja i postępowanie w warunkach awaryjnych

Regularne przeglądy urządzeń wodujących mają kluczowe znaczenie dla ich niezawodności. Obejmują one codzienną kontrolę wizualną, comiesięczne próby funkcjonalne oraz coroczne przeglądy zgodne z wymaganiami klasyfikacyjnymi. Podczas przeglądów sprawdza się stan lin stalowych, korozyjność elementów konstrukcyjnych, działanie hamulców, poprawność pracy czujników i szczelność układów hydraulicznych. Producent określa też interwały smarowania oraz wymiany elementów eksploatacyjnych, takich jak rolki, łożyska czy uszczelnienia.

Szczególną uwagę należy poświęcać regulacji haków zwalniających. Każdy hak wymaga precyzyjnego ustawienia napięcia sprężyn, zakresu ruchu blokady i momentu zwolnienia. Niedokładne ustawienie może skutkować przypadkowym zwolnieniem lub brakiem możliwości odłączenia łodzi od żurawika.

W sytuacjach awaryjnych operator musi się kierować procedurami opracowanymi przez producenta urządzenia oraz przepisami konwencji SOLAS i kodeksu LSA. Jeżeli podczas wodowania dojdzie do awarii zasilania, należy natychmiast przejść na obsługę ręczną, wykorzystując mechaniczne systemy awaryjne. W przypadku zakleszczenia haka lub blokady ramienia w żurawikach stosuje się awaryjne metody zwalniania, które działają niezależnie od układów hydraulicznych. Na zrzutniach *free-fall* nadrzędną rolę odgrywa awaryjne zwolnienie łodzi z wnętrza jej kabiny – jest ono głównym sposobem ewakuacji załogi, jeśli system sterowania na pokładzie nie reaguje.

W przypadku nagłego przechyłu statku, silnego falowania albo kolizji operację należy natychmiast przerwać, jeżeli istnieje ryzyko uszkodzenia urządzeń lub utraty kontroli nad łodzią. W każdym przypadku po zaistniałej awarii urządzenie może wrócić do eksploatacji dopiero po przeprowadzeniu pełnej inspekcji.

5.5.3. Najczęstsze problemy eksploatacyjne i ich usuwanie

Do najczęściej spotykanych problemów eksploatacyjnych należą:

- ▶ nierównomierne nawijanie liny na bęben;
- ▶ wycieki w układzie hydraulicznym;
- ▶ zużycie łożysk mechanizmów obrotu.

Problemy te zwykle objawiają się drganiami ramienia, nierówną prędkością opuszczania lub zakłóceniami w ruchu łodzi. Rozwiązania obejmują odpowiednią regulację

przewodnic linowych, uzupełnienie bądź wymianę oleju hydraulicznego oraz okresową wymianę uszczelnień. W starszych konstrukcjach częstym problemem jest korozja elementów stalowych, zwłaszcza w miejscach trudno dostępnych. Regularne czyszczenie, zabezpieczanie powłokami antykorozyjnymi i wymiana skorodowanych elementów pozwalają utrzymać urządzenie w pełnej sprawności.

Awaryjne sytuacje wymagają natychmiastowej diagnozy. W przypadku niedziałającego haka zwalniającego należy sprawdzić mechanizm blokady, a w razie potrzeby skorzystać z awaryjnego układu zwalniania. Jeżeli problem dotyczy wciągarki, konieczne może być ręczne opuszczanie lub podnoszenie łodzi przy użyciu awaryjnych dźwigni. Wszystkie napotkane usterki muszą być odnotowane w dokumentacji statkowej, a ich usunięcie powinno zostać potwierdzone przez uprawnioną osobę.

6. Linie wałów

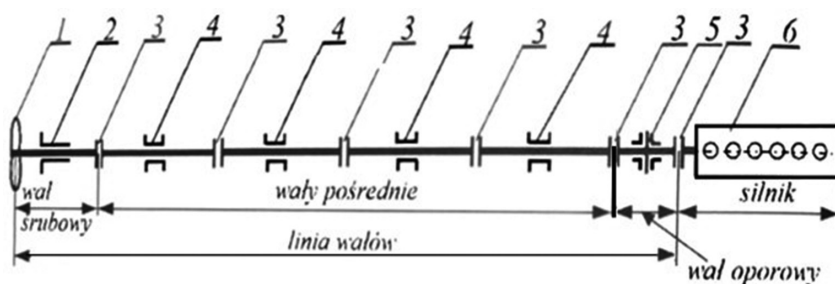
6.1. Budowa linii wałów

Linia wałów statku stanowi integralny element głównego układu napędowego. Zazwyczaj napęd ten opiera się na wolno- lub średnioobrotowych tłokowych silnikach spalinowych. Silniki wolnoobrotowe najczęściej pełnią funkcję pojedynczego źródła napędu, podczas gdy silniki średnioobrotowe zazwyczaj pracują w układach wielosilnikowych.

Siłownie statków, w zależności od liczby silników głównych i pędników, mogą być jedno- lub wielosilnikowe oraz jedno- lub wielośrubowe. Jako pędniki najczęściej stosuje się śruby o stałym lub nastawnym skoku, a także specjalne rozwiązania, takie jak pędniki gondolowe, azymutalne i cykloidalne [7].

Głównym zadaniem układu przeniesienia napędu jest przekazanie momentu obrotowego z silnika przez linię wałów do śruby napędowej. Wytwarzana przez śrubę siła naporu przenoszona jest następnie poprzez wał na łożysko wzdłużne, a dalej na kadłub statku. To właśnie łożysko wzdłużne zapewnia mechaniczne połączenie między silnikiem, śrubą napędową a kadłubem.

Układ napędowy obejmuje silnik główny, układ wałów (wał śrubowy, wały pośrednie, wał oporowy), sprzęgła oraz zespoły łożyskowe: łożysko wzdłużne (oporowe), łożyska poprzeczne, a także pochwę wału śrubowego, pełniącą funkcję łożyska poprzecznego i uszczelnienia wału. Dodatkowo w skład układu wchodzi: obracarka, hamulec, przekładnia (jeśli jest wymagana) oraz mechanizm zmiany skoku śruby – w przypadku zastosowania śruby o skoku nastawnym. Schemat ideowy takiego układu przedstawiono na rysunku 6.1 [13].



Rys. 6.1. Schemat bezpośredniego układu napędowego (1 – śruba napędowa, 2 – pochwa wału śrubowego, 3 – sprzęgła, 4 – łożyska poprzeczne, 5 – łożysko wzdłużne, 6 – silnik główny)

Źródło: [4]

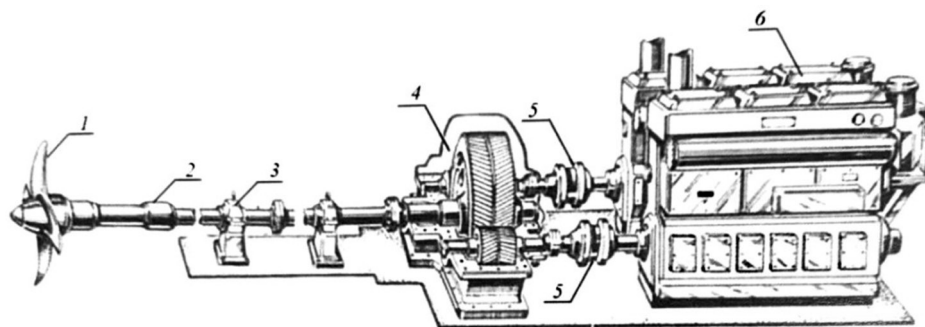
Długość linii wałów jest uzależniona od wymiarów jednostki pływającej oraz lokalizacji silników głównych. Linia wałów zbudowana jest zazwyczaj z kilku segmentów wałów, połączonych ze sobą na sztywno i podpartych na łożyskach nośnych (poprzecznych), zapewniających prawidłowe prowadzenie i przenoszenie obciążeń mechanicznych [4], [7].

Liczba linii wałów na jednostkach pływających waha się zazwyczaj od jednej do trzech, w zależności od typu napędu oraz wymagań eksploatacyjnych. Dla sprawniejszej pracy śruby napędowej linie wałów instaluje się z wzdłużnym pochyleniem rufowym do 5° . W układach trójwałowych, a niekiedy również dwuwałowych, wały boczne – prawej i lewej burty – mogą być zamontowane pod kątem do 2° względem płaszczyzny symetrii statku w celu ograniczenia zakłóceń hydrodynamicznych. Konstrukcja linii wałów obejmuje ponadto pochwę wału śrubowego, przez którą przechodzi wał, łożyska nośne i oporowe, sprzęgła, hamulce oraz inne elementy pomocnicze układu napędowego. Wał śrubowy, wały pośrednie, a także wał oporowy są ze sobą sztywno połączone za pomocą sprzęgieł, tworząc integralny układ mechaniczny w postaci kompletnej linii wałów. Sprzęgła na dużych statkach wykonuje się ze stali niestopowych, na mniejszych zaś – ze stali stopowych. Elementy odpowiedzialne za przeniesienie momentu obrotowego stanowią kluczowe komponenty układu napędowego.

Przykłady różnych rozwiązań linii wałów. W tej części przedstawiono przykłady różnych rozwiązań linii wałów stosowanych na jednostkach pływających. Omówiono zarówno układy proste, jak i konfiguracje bardziej złożone, obejmujące różne typy silników oraz przekładni redukcyjnych. Zaprezentowane schematy konstrukcyjne pozwalają na porównanie sposobów przenoszenia mocy z siłowni głównej na śrubę napędową, a także na wskazanie charakterystycznych elementów składowych tych układów. Przedstawione rozwiązania ilustrują zróżnicowanie techniczne oraz funkcjonalne linii wałów w zależności od przeznaczenia i parametrów jednostki pływającej.

Na rysunku 6.2 pokazano pośredni układ napędowy statku zasilany dwoma średnioobrotowymi silnikami spalinowymi (6). Układ ten obejmuje sprzęgła elastyczne (5), przekładnię redukcyjną (4), zespół wałów (2), łożyska wspornikowe (3), a także śrubę napędową (1).

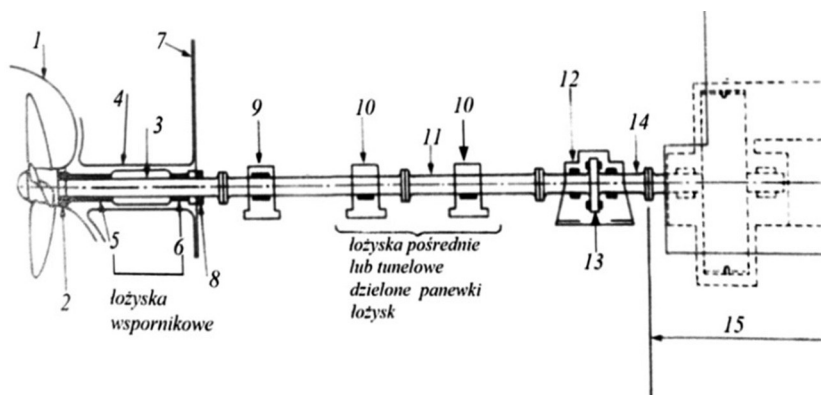
W przypadku zastosowania wolnoobrotowych silników tłokowych przekładnie redukcyjne nie są wymagane ze względu na możliwość bezpośredniego napędu śruby. Przekładnie redukcyjne dwu- lub trójstopniowe stosuje się natomiast w układach napędowych z turbozespołami spalinowymi lub szybkoobrotowymi silnikami tłokowymi w celu dopasowania prędkości obrotowej do wymagań pędnika [13].



Rys. 6.2. Schemat pośredniego układu napędowego statku (1 – śruba napędowa, 2 – wał śrubowy, 3 – łożysko wspornikowe, 4 – przekładnia redukcyjna, 5 – sprzęgła elastyczne, 6 – tłokowe silniki spalinowe)

Źródło: [50]

Na rysunku 6.3 zaprezentowano schemat linii wałów statku jednośrubowego, którego siłownia znajduje się w części rufowej. Wał oporowy (14), wały pośrednie (11) oraz wał śrubowy (3), na którym osadzona jest śruba napędowa (1), są połączone sprzęgłami kołnierzowymi. Wały pośrednie podparte są poprzecznymi łożyskami ślizgowymi (łożyskami nośnymi) (10), smarowanymi olejem.



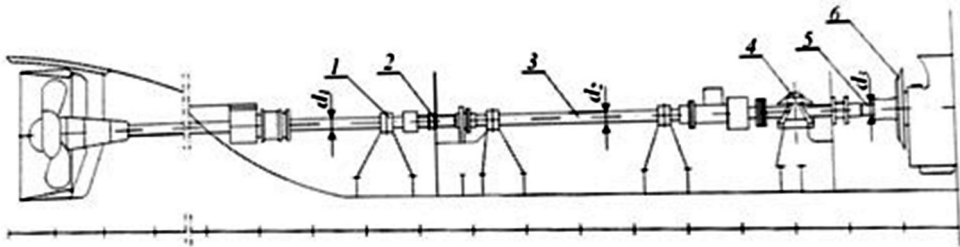
Rys. 6.3. Schemat bezpośredniego układu przeniesienia napędu z siłownią umieszczoną w rufowej części statku (1 – śruba napędowa, 2 – zewnętrzne uszczelnienie rufowe, 3 – wał śrubowy, 4 – pochwa wału śrubowego, 5 – rufowa tuleja łożyskowa, 6 – dziobowa tuleja łożyskowa, 7 – gródź rufowa, 8 – dławnica rufowa (rufowe łożysko tunelowe), 9 – nośne łożysko rufowe (górne i dolne półpanewki łożyska), 10 – łożyska nośne (tylko z dolną półpanewką), 11 – wał pośredni, 12 – łożysko nośne (nie zawsze montowane), 13 – łożysko wzdużne (oporowe), 14 – wał oporowy, 15 – silnik główny)

Źródło: [13]

W pochwie wału śrubowego (4) znajduje się tuleja pokryta białym metalem, pełniąca funkcję łożyska ślizgowego. Pochwa zakończona jest dziobowym i rufowym

uszczelnieniem typu Simplex. Na wale oporowym (14) zamontowano łożysko wzdłużne (oporowe) typu ślizgowe, również smarowane olejem.

Linia wałów przedstawiona na rysunku 6.4 pochodzi z jednostki dwuśrubowej, napędzanej dwoma silnikami średnioobrotowymi współpracującymi z przekładniami redukcyjnymi. Linia wałów ułożona jest poziomo, przy czym wał pośredni (3) składa się z kilku segmentów, a liczba łożysk tocznych (1) została zwiększona. Dławnica (2) jest sztywno zamocowana do grodzi, natomiast łożysko oporowe (4) znajduje się w pływającej ramie, co zapewnia jego samonastawność podczas pracy. Elastyczne połączenie między silnikiem głównym a linią wałów zapewniają wał elastyczny (5) oraz sprzęgło podatne (6).



Rys. 6.4. Linia wałów statku morskiego (1 – łożysko toczne, 2 – dławnica, 3 – wał pośredni, 4 – toczne łożysko oporowe, 5 – wał elastyczny, 6 – sprzęgło podatne)

Źródło: [13]

Ogólna charakterystyka wałów napędowych. Podczas projektowania linii wałów (obejmującej wał śrubowy, wały pośrednie oraz wał oporowy) kluczowe znaczenie ma właściwy dobór materiałów. Materiały stosowane na wały napędowe muszą się charakteryzować odpowiednimi właściwościami wytrzymałościowymi i plastycznymi, przy czym to właśnie te ostatnie odgrywają decydującą rolę [4]. Wały są narażone na zmienne i bardzo duże obciążenia, zwłaszcza w newralgicznych obszarach, takich jak zmiany średnic, rowki wpustowe (karby), gdzie dochodzi do lokalnej koncentracji naprężeń. W materiałach o wysokiej plastyczności mogą występować trwałe miejscowe odkształcenia, które jednak nie prowadzą do gwałtownego uszkodzenia. Natomiast w materiałach o niskiej plastyczności powstające mikropęknięcia mogą się szybko rozprzestrzeniać, prowadząc do zniszczenia wału. Dlatego przy doborze stali na wały napędowe należy uwzględnić fakt, że stale o wysokiej wytrzymałości są bardziej wrażliwe na karby. Z punktu widzenia wytrzymałości zmęczeniowej oczywiste jest, że współczynnik wrażliwości na karb (η), a tym samym współczynnik spiętrzenia naprężeń (β_k) rosną wraz ze wzrostem wytrzymałości stali. Wały napędowe przenoszą złożone obciążenia wynikające z działania momentu skręcającego, momentu gnącego, siły wzdłużnej pochodzącej od naporu śruby napędowej oraz od ugięcia kadłuba.

Dodatkowo podlegają one drganiom skrętnym, giętym i wzdłużnym. Osadzenie na wałach takich elementów jak sprzęgła, śruby napędowe czy tuleje powoduje powstanie złożonego stanu naprężenia.

Materiał stosowany na wały napędowe musi spełniać wymagania określone przez instytucje klasyfikacyjne. W Polsce rolę takiej instytucji pełni Polski Rejestr Statków (PRS). Zgodnie z jego przepisami wały pośrednie, oporowe oraz śrubowe powinny być wykonane ze stali o wytrzymałości na rozciąganie w zakresie $R_m = 400\text{--}800$ MPa. Najczęściej stosuje się stale niestopowe wyższej jakości lub stale niskostopowe. W przypadku wałów mających bezpośredni kontakt z wodą morską zaleca się użycie stali stopowych, odpornych na korozję. Stale takie zawierają zazwyczaj powyżej 12% chromu (Cr) [22].

6.2. Wał śrubowy

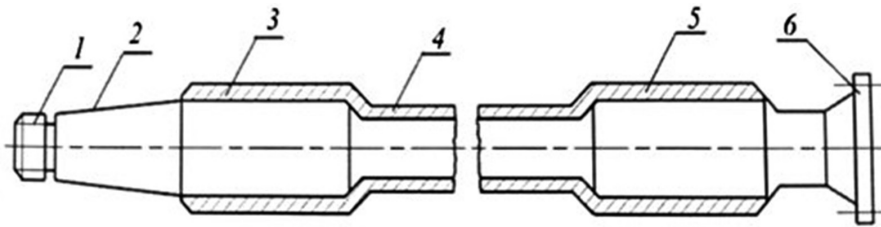
Wał śrubowy pracuje w najbardziej wymagających warunkach eksploatacyjnych spośród wszystkich wałów tworzących linię wałów. Przenosi on siłę naporu generowaną przez śrubę napędową, moment skręcający, a także moment gnący wynikający z obciążeń hydrodynamicznych. Dodatkowo jeśli przebiega poza kadłubem jednostki, narażony jest na oddziaływanie korozyjne środowiska wody morskiej. Stanowi końcowy człon linii wału i jest montowany w rejonie rufy statku bądź na dedykowanym wsporniku zewnętrznym. Na stożkowej końcówce wału osadzana jest śruba napędowa z pasowaniem wtłaczanym (ciasnym). W przypadku zastosowania śruby o regulowanym skoku (CPP – *controllable pitch propeller*) zamiast zakończenia stożkowego stosuje się kołnierzowe połączenie z piastą śruby. Dziobowa część wału śrubowego jest połączona z pierwszym wałem pośrednim za pośrednictwem sprzęgła kołnierzowego. Połączenie ostatniego wału pośredniego (licząc od strony rufy) z wałem oporowym realizowane jest zazwyczaj poprzez sztywne sprzęgło tarczowe. Wał śrubowy jest podparty w jednym lub dwóch łożyskach nośnych (łożyskach wspornikowych), które pełnią funkcję łożysk ślizgowych. Łożyska te najczęściej odlewane są z białego metalu, choć mogą być również wykonane z drewna gwajakowego bądź w postaci konstrukcji metalowo-gumowych. Rufowa część wału kończy się stożkiem, na którym osadzana jest śruba napędowa. Dziobowy koniec wału śrubowego jest natomiast zakończony kołnierzem, odkutym integralnie z wałem, który łączony jest z wałem pośrednim za pomocą śrub pasowanych [4].

Wały śrubowe oraz wały biegnące w pochwie muszą być skutecznie zabezpieczone przed bezpośrednim kontaktem z wodą morską. W tym celu stosuje się ochronne powłoki antykorozyjne, które mogą mieć charakter ciągły, pokrywając całą długość wału, lub nieciągły, obejmując jedynie wybrane obszary, z pominięciem czopów łożyskowych.

żysk rufowych oraz obszaru wewnątrz pochwy wału śrubowego. Pozostałe odcinki wału zabezpiecza się powłokami wykonanymi z kompozytów na bazie żywic epoksydowych zbrojonych włóknem szklanym. Dla zwiększenia przyczepności na powierzchni wału wykonuje się specjalne wgłębienia w warstwie ochronnej.

Grubość powłoki ochronnej zależy od rodzaju wału oraz od warunków eksploatacyjnych. Dla wałów pracujących w pochwie grubość ta wynosi 2–3 mm, natomiast dla wałów śrubowych eksploatowanych bezpośrednio w środowisku morskim i narażonych na obciążenia udarowe zawiera się w zakresie 3–5 mm. Warstwy ochronne wykonywane są zazwyczaj z brązu lub mosiądzu, co zapewnia odpowiednią odporność korozyjną i eksploatacyjną.

Wał śrubowy (rys. 6.5) wymaga skutecznej ochrony przed bezpośrednim kontaktem z wodą morską. W tym celu stosuje się wykładziny ochronne na całej długości wału lub jedynie w rejonie czopów łożysk wspornikowych oraz pochwy wału śrubowego z łożyskiem rufowym. Pozostałe odcinki wału zabezpieczane są powłokami ochronnymi z kompozytu na bazie żywic epoksydowych zbrojonych włóknem szklanym [13].

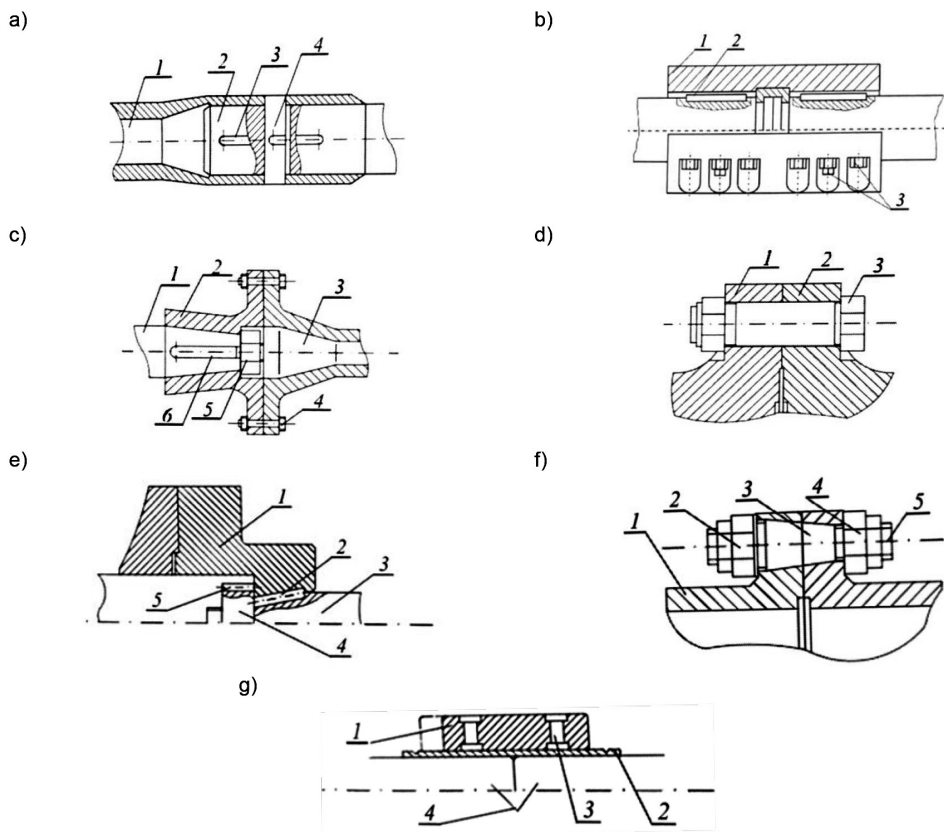


Rys. 6.5. Wał śrubowy (1 – zakończenie wału śrubowego gwintem, 2 – stożek wału śrubowego do osadzania śruby napędowej, 3, 5 – tuleje ochronne, 4 – pokrycia ochronne, 6 – kołnierz łączący)

Źródło: [36]

Wybór odpowiedniego sposobu połączenia poszczególnych segmentów wału w jedną linię wałów jest uzależniony od liczby linii wałów na jednostce pływającej oraz od całkowitej długości tych linii. Czynniki te determinują zastosowanie określonego typu połączenia wału śrubowego z wałem pośrednim. W praktyce stosuje się zarówno połączenia kołnierzowe, jak i bezkołnierzowe. W części rufowej wał śrubowy jest zakończony stożkiem umożliwiającym montaż śruby napędowej poprzez pasowanie wtłaczane.

Wał śrubowy oraz wały pośrednie o średnicy przekraczającej 300 mm łączone są najczęściej za pomocą nieprzelotowego połączenia stożkowego (rys. 6.6a). Choć rozwiązanie to zapewnia wysoką skuteczność przenoszenia momentu obrotowego, jego wadami są znaczna złożoność konstrukcyjna oraz wysoka pracochłonność montażu.



Rys. 6.6. Sposoby łączenia wałów: a) stożkowe nieprzelotowe (1, 2 – wał śrubowy i pośredni, 3 – wpust, 4 – klin); b) sprzęgło łubkowe (1 – łubek, 2 – wpust, 3 – śruby mocujące); c) sprzęgło tarczowe (1, 3 – wał śrubowy i pośredni, 2 – tarcza sprzęgła, 4 – śruby łączące tarcze, 5 – nakrętka półsprzęgła, 6 – wpust); d) kołnierzowe (1, 2 – półsprzęgła, 3 – śruby łączące); e) kołnierzowe z elementami łączącymi (1 – półsprzęgło, 2 – wpust, 3 – wał, 4 – nakrętka, 5 – kołek); f) szybkołączące (1 – wał, 2 – nakrętka połączenia wciskowego, 3 – śruba stożkowa, 4 – nakrętka, 5 – specjalny występ); g) połączenie bezkołnierzowe (1 – tuleja, 2 – tuleja stożkowa, 3 – otwór olejowy, 4 – wały)

Źródło: [13]

W przypadku wałów o średnicy mniejszej niż 300 mm stosuje się zazwyczaj sprzęgła łubkowe (rys. 6.6b). W tego typu połączeniach moment obrotowy przenoszony jest zarówno przez siły tarcia między współpracującymi powierzchniami, jak i poprzez zastosowanie wpustów.

W układach z dwoma wałami napędowymi dziobowy koniec wału śrubowego zakończony stożkiem łączy się z wałem pośrednim za pomocą sprzęgła tarczowego (rys. 6.6c). Moment obrotowy przekazywany jest wówczas głównie przez siły tarcia występujące na styku powierzchni stożkowych sprzęgła i wału. W wypadku występo-

wania wysokich nacisków w celu zwiększenia niezawodności połączenia stosuje się dodatkowe wpusty oraz zabezpieczenie nakrętką.

Znaczną popularnością cieszą się połączenia kołnierzowe (rys. 6.6d), których dobór uzależniony jest przede wszystkim od średnicy łączonych wałów. W przypadkach, gdy kołnierz jest wytwarzany razem z wałem, zwiększa się zużycie materiału. W celu jego ograniczenia stosuje się zdejmowalne półsprzęgła kołnierzowe z elementami łączącymi (rys. 6.6e), które wykonuje się z tych samych gatunków stali co wały.

Dla zapewnienia skutecznego przenoszenia obciążeń w połączeniach kołnierzowych zaleca się stosowanie śrub cylindrycznych pracujących na rozciąganie. Umożliwiają one przekazywanie momentu obrotowego głównie poprzez siły tarcia między powierzchniami kołnierzy. W zależności od średnicy wałów zaleca się zastosowanie 6–12 śrub mocujących.

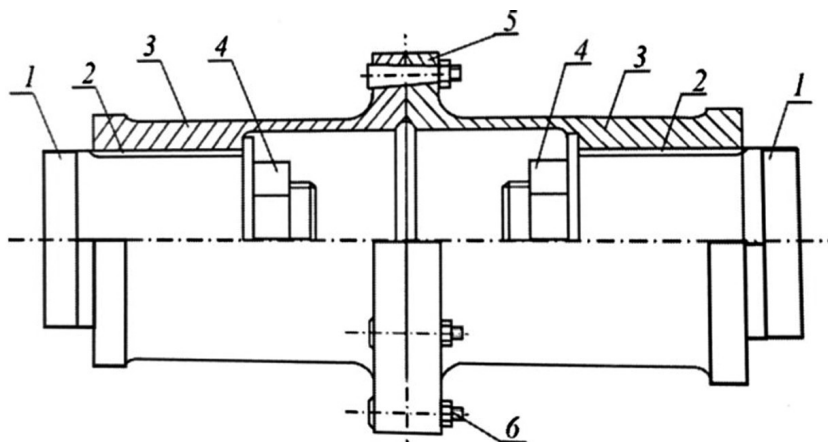
W szczególnych przypadkach, takich jak zastosowanie szybkozłączy (rys. 6.6f), dopuszcza się użycie śrub stożkowych pracujących na ścinanie. Śruby tego typu są nagwintowane z obu stron, co umożliwia ich łatwy montaż i demontaż.

Dla wałów o znacznej długości w celu ograniczenia strat mocy przenoszonej na śrubę napędową zaleca się stosowanie łożysk tocznych zamiast łożysk ślizgowych. Zastosowanie łożysk tocznych wpływa na dobór typu połączenia wałów, umożliwiając wykorzystanie tulei bezkołnierzowych (rys. 6.6g) lub zdejmowanych połączeń kołnierzowych. W przypadku tulei bezkołnierzowych stosuje się konstrukcję składającą się z zewnętrznej tulei z wewnętrznym stożkowym otworem (o stożkowości 1:100) oraz cienkościennej tulei pośredniej z otworem cylindrycznym. Obie tuleje (zewnętrzna i wewnętrzna) są luźno osadzone na cylindrycznych końcach wałów, co umożliwia łatwy montaż i demontaż przy jednoczesnym zapewnieniu skutecznego przenoszenia momentu obrotowego [13].

Dalej omówiono najczęściej spotykane typy połączeń wałów – kołnierzowe i bezkołnierzowe. Najczęściej wały łączy się w linii za pomocą sprzęgieł kołnierzowych, które są skręcane śrubami montażowymi o ciasnym pasowaniu. Na rysunku 6.7 zaprezentowano konstrukcję stożkowego połączenia kołnierzowego. Oba stożkowe półsprzęgła są osadzone na stożkowych końcach wału za pomocą wpustów i zabezpieczone nakrętkami. Połówki sprzęgła są ze sobą połączone śrubami stożkowymi zamontowanymi w kołnierzach.

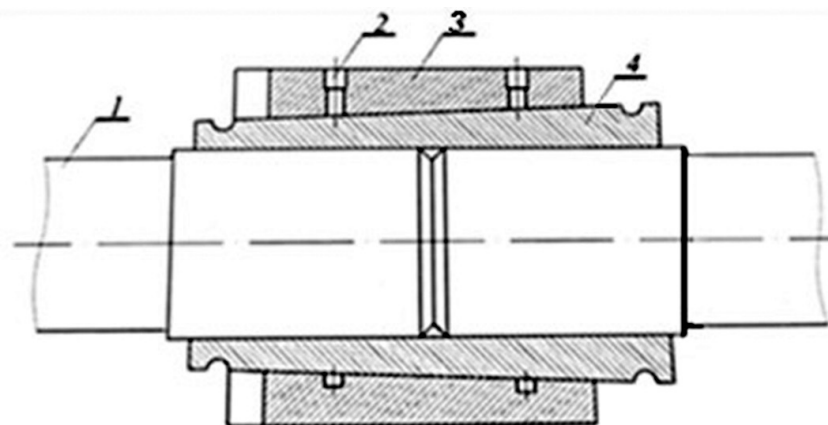
Dużą popularność zyskały bezwpułtowe połączenia wałów. Rysunek 6.8 przedstawia przykład połączenia opartego na zasadzie działania prasy hydraulicznej. W tym rozwiązaniu na precyzyjnie obrobiony koniec wału (1) nasuwa się tuleję (4) o cylindrycznej powierzchni wewnętrznej i stożkowej powierzchni zewnętrznej, również wykonanej z dużą dokładnością. Tuleja (3) zostaje zamocowana na tulei z wewnętrzną powierzchnią stożkową. Przez specjalne otwory (2), znajdujące się w szczelinie między powierzchniami tulei a sprzęgłem, włączany jest przy użyciu pompy olej pod wyso-

kim ciśnieniem (do 160 MPa). Dzięki zastosowaniu podnośników hydraulicznych tuleja jest przesuwana wzdłuż stożka tulei, co zapewnia trwałe i precyzyjne połączenie. Montaż zostaje zakończony po uzyskaniu odpowiedniego wcisku oraz siły tarcia zapewniającej przeniesienie momentu obrotowego na śrubę napędową. Tego typu połączenie umożliwia bezproblemowe zastosowanie łożysk tocznych jako łożysk nośnych na wałach linii wałów [13].



Rys. 6.7. Połączenie wałów za pomocą kołnierзовego złącza stożkowego (1 – łączone wały, 2 – wpust, 3 – pólspzrgęto kołnierzowe stożkowe, 4 – nakrętka zaciskowa na stożku wału, 5, 6 – śruby pasowane)

Źródło: [13]



Rys. 6.8. Bezwpułstowe łączenie wałów (1 – łączone wały, 2 – otwór doprowadzający olej pod ciśnieniem, 3 – tuleja pośrodknia zewnętrzna, 4 – tuleja wewnętrzna)

Źródło: [13]

Wał śrubowy pracuje w wyjątkowo trudnych warunkach eksploatacyjnych. Oprócz standardowych obciążeń, którym podlega cała linia wału, wał śrubowy narażony jest na dodatkowe obciążenia wynikające z oddziaływania następujących czynników:

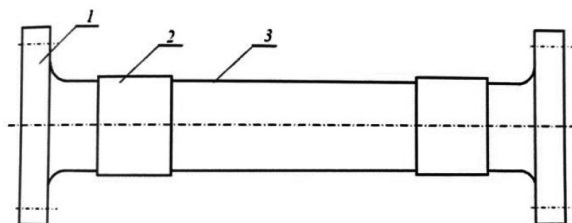
- ▶ zginania spowodowanego ciężarem śruby napędowej – jej obrót generuje zmienne naprężenia gnące (zginanie obrotowe);
- ▶ uszkodzeń skrzydeł śruby napędowej – prowadzą one do powstawania dodatkowych naprężeń gnących w wale;
- ▶ zużycia lub uszkodzenia łożysk wspornikowych – skutkuje to opadaniem wału i zwiększonymi naprężeniami zginającymi;
- ▶ uderzeń śruby napędowej o lód, dno morskie lub inne przeszkody;
- ▶ wpływu stanu morza – wywołane warunkami pogodowymi wynurzenie i zanurzenie śruby powoduje zmienne obciążenia dynamiczne;
- ▶ środowiska wody morskiej – w połączeniu ze zmiennymi naprężeniami znacząco obniża ono wytrzymałość zmęczeniową wału w porównaniu z pracą w powietrzu – zjawisko to określane jest jako wytrzymałość zmęczeniowo-korozyjna.

6.3. Wał pośredni

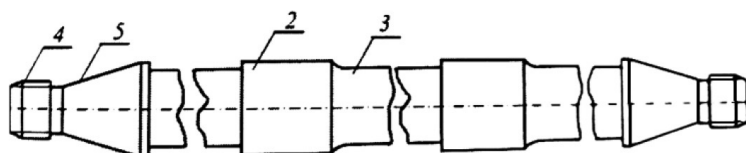
Wały pośrednie są rozmieszczone wzdłuż linii wałów, pomiędzy wałem śrubowym a wałem oporowym. Ich liczba zależy od długości tej linii, która z kolei jest uzależniona od położenia siłowni okrętowej w kadłubie statku. Dla jednostek pływających z wałami napędowymi o średnicy do 250 mm długość pojedynczego wału pośredniego wynosi zazwyczaj 2–6 m. W przypadku wałów o średnicach 250–600 mm długość ta może sięgać nawet 12 m. Wały pośrednie są ze sobą łączone za pomocą sprzęgieł sztywnych [4].

Wały pośrednie, których przykład przedstawiono na rysunku 6.9, pracują w mniej wymagających warunkach eksploatacyjnych niż wały śrubowe, w związku z czym ich średnice są mniejsze od średnic wałów śrubowych. Wzdłuż jednej linii wałów może być zainstalowanych kilka wałów pośrednich. Kołnierze sprzęgieł są najczęściej wykonywane jako integralna część wału poprzez odkuwanie (rys. 6.9a) lub jako zakończenia z powierzchniami stożkowymi i nagwintowanymi końcówkami (rys. 6.9b). Wały pośrednie są zazwyczaj łączone za pomocą sprzęgieł sztywnych.

a)



b)



Rys. 6.9. Wały pośrednie linii wałów: a) wał z odkutymi kołnierzami; b) wał z nagwintowanymi końcówkami stożkowymi (1 – kołnierze sprzęgiet, 2 – czopy łożyskowe, 3 – nierobocze części wału, 4 – nagwintowane zakończenie wału, 5 – końce stożkowe wału)

Źródło: [13]

Zaleca się, aby każdy wał pośredni był podparty co najmniej jednym łożyskiem oporowym. W przypadku znacznej długości wału stosuje się dwa łożyska podpierające, zgodnie z zasadami rozmieszczenia łożysk określonymi w przepisach PRS. Wały pośrednie są wyposażone w czopy w miejscach podparcia przez łożyska oraz w punktach przejścia przez dławnice. Średnice czopów powinny być o 5–10 mm większe od średnicy odcinków niepracujących wału, co zapewnia właściwe osadzenie w łożyskach i spełnienie kryteriów wytrzymałościowych określonych w przepisach klasyfikacyjnych.

Wały pośrednie są łączone za pomocą śrub mocujących kołnierze sprzęgające poszczególne odcinki wałów. Jako łożyska nośne stosuje się zazwyczaj łożyska ślizgowe w przypadku długich linii wałów oraz łożyska toczne dla krótszych odcinków. Łożyska ślizgowe są montowane w dzielonych korpusach, przy czym dolna część panewki jest odlana integralnie z podstawą – łapami mocującymi, które są przytwierdzone do fundamentu statku. Powierzchnie robocze obu połówek panewki są pokryte warstwą stopu odpornego na zużycie cierne (np. białego metalu). Smarowanie łożyska realizowane jest poprzez układ olejowy pod ciśnieniem, co zapewnia odpowiednie warunki pracy i trwałość elementów. Na końcach korpusu łożyskowego zamontowane są pokrywy z pierścieniami filcowymi umieszczonymi w rowkach, których zadanie polega na ograniczeniu wycieku oleju oraz zabezpieczeniu przed zanieczyszczeniem wnętrza łożyska [13].

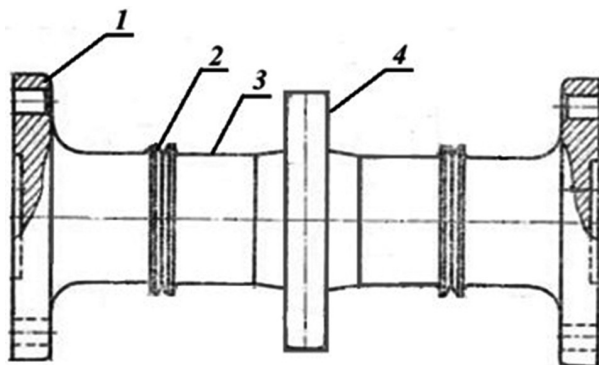
Dwurzędowe łożyska toczne baryłkowe samonastawne stosuje się na wałach o średnicach do 530 mm. Do ich smarowania wykorzystuje się smary stałe, zgodnie z wymaganiami producenta łożysk oraz warunkami eksploatacji. W przypadku bezpośredniego połączenia wału pośredniego z wałem śrubowym wał pośredni może być wyposażony w kołnierz oporowy, zlokalizowany bezpośrednio przed pierwszym rufowym łożyskiem poprzecznym, zabudowanym wewnątrz kadłuba. Rozwiązanie to ma na celu przejęcie sił osiowych oraz zabezpieczenie wału pośredniego i łożyska wzdłużnego przed przeciążeniem bądź też uszkodzeniem w wyniku działania obciążeń wzdłużnych [4].

6.4. Wał oporowy

Głównym zadaniem wałów oporowych (rys. 6.10) jest przekazywanie siły osiowej (naporu) generowanej przez śrubę napędową na łożysko wzdłużne. Kołnierz oporowy (1) oraz kołnierze sprzęgieł (4) są wykonywane jako integralna część wału poprzez odkuwanie. Pierścienie smarne (2) pełnią funkcję uszczelniającą, zapobiegając wyciekowi oleju z łożyska. Połączenia wałów oporowych realizowane są za pomocą sprzęgieł tarczowych lub łubkowych, dlatego końcówki wałów muszą zostać odpowiednio przygotowane pod dany typ sprzęgła (np. zakończenia z wpustem, rowkiem pod pióro lub powierzchnią stożkową [4], [13]). Wał oporowy jest bezpośrednio połączony z wałem korbowym silnika głównego i odpowiada za przenoszenie siły naporu od śruby napędowej na łożysko oporowe, a dalej – na fundament kadłuba statku. Wzdłuż linii wałów występuje tylko jeden wał oporowy, który charakteryzuje się niewielką długością. Zgodnie z wymaganiami PRS [22] średnica wału oporowego oznaczona jako d_{op} na odcinku równym średnicy d_p po obu stronach kołnierza (tarczy) łożyska oporowego, zarówno w przypadku zastosowania łożyska ślizgowego, jak i łożyska tocznego pełniąc funkcję łożyska oporowego (przy współczynniku bezpieczeństwa $k = 1,10$) – nie może być mniejsza niż:

$$d_{op} = 1,10 \cdot d_p \quad (6.1)$$

Poza tymi odcinkami dopuszcza się stopniowe zmniejszenie średnicy wału do wartości odpowiadającej średnicy wału pośredniego, z zachowaniem wymaganych promieni przejściowych i zgodności ze standardami wytrzymałościowymi.



Rys. 6.10. Wał oporowy (1 – kołnierz oporowy, 2 – rowki dla pierścieni smarnych, 3 – czopy łożyskowe, 4 – kołnierz sprzęgła)

Źródło: [4]

6.5. Drgania wałów układu napędowego

6.5.1. Rodzaje i charakter drgań wału korbowego

Drgania wałów mają istotny wpływ na prawidłowe działanie maszyny. Szczególne zagrożenie stanowią drgania występujące w zakresie częstotliwości rezonansowych, w których amplitudy osiągają znaczne wartości. Może to prowadzić do zjawisk zmęczenia skutkujących pęknięciem wału oraz do uszkodzeń elementów współpracujących, takich jak łożyska, przekładnie zębate czy sprzęgła.

Wał korbowy tłokowego silnika spalinowego wraz ze sprzężonym z nim odbiornikiem mocy oraz elementami układu tłokowo-korbowego tworzy układ drgający. W silniku występują okresowo zmienne siły wynikające z ciśnienia gazów i sił bezwładności, które wywołują trzy rodzaje drgań wału korbowego:

- ▶ skrętne;
- ▶ giętne;
- ▶ wzdłużne.

Najbardziej niebezpieczne są drgania skrętne. Powodują one znaczne skręcanie wału, które w szczególnych warunkach może osiągnąć tak duże wartości, że wywołane przez nie naprężenia przekraczają dopuszczalne granice, prowadząc do uszkodzenia lub zniszczenia wału.

Drgania giętne wywołują ugięcia wału pomiędzy łożyskami. Jednak z uwagi na bardzo małą podatność poprzeczną wału (szczególnie w silnikach wielocylindrowych) są one uznawane za niegroźne.

Drgania wzdłużne z reguły nie wpływają na pracę silnika, ponieważ wał charakteryzuje się dużą sztywnością wzdłużną. Energia drgań własnych i wymuszonych w rzeczywistym układzie ulega rozproszeniu, dlatego drgania te określa się jako tłumione. Ich wpływ na przebieg drgań własnych wałów korbowych jest niewielki.

Drgania wału mogą mieć charakter własny (swobodny) lub wymuszony. Częstota drgań własnych odnosi się do drgań swobodnych, wywołanych jednorazowym impulsem, i zależy od rozkładu masy na wale, jego sztywności oraz sposobu podparcia. Natomiast częstota drgań wymuszonych jest determinowana przez częstotliwość działania siły wymuszającej. W przypadku, gdy częstota drgań wymuszonych pokrywa się z częstotliwością drgań własnych wału lub stanowi jej wielokrotność, dochodzi do zjawiska rezonansu, skutkującego gwałtownym wzrostem amplitudy drgań.

6.5.2. Przyczyny powstawania drgań linii wałów

Analiza drgań linii wałów jest możliwa wyłącznie przy znajomości parametrów całego układu napędowego. Typowy układ napędowy statku składa się z tłokowego silnika wysokoprężnego (lub silnika wirnikowego), linii wałów oraz śruby napędowej. Ze względu na niewielkie wymuszenia drgań skrętnych generowane przez silniki wirnikowe analizę ograniczono do układów z silnikami tłokowymi wysokoprężnymi.

Na taki układ oddziałuje wiele sił i momentów, zazwyczaj o charakterze okresowym (rys. 6.11). Są one przyczyną powstawania drgań, które pochodzą od:

- ▶ silnika;
- ▶ śruby napędowej;
- ▶ niewyważenia wału i śruby;
- ▶ łożysk.

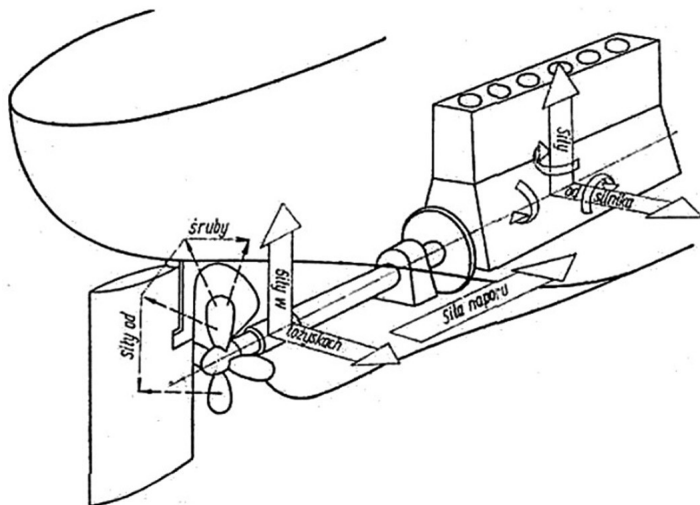
Wymuszenia pochodzące od silnika można podzielić na dwie główne grupy:

- ▶ siły bezwładności i ciężkości wynikające z ruchu mas układu korbowego;
- ▶ siły od ciśnienia gazów działających w cylindrach.

Obie te grupy mają charakter okresowy, co pozwala przedstawić je w postaci szeregu składowych harmonicznym. Wymuszenia działające na śrubę napędową również są okresowe, przy czym ich częstotliwości odpowiadają wielokrotności liczby skrzydeł śruby. Zjawisko to wynika z nierównomiernego oporu wody podczas przechodzenia poszczególnych skrzydeł przez tzw. okno śruby. W związku z tym mają one charakter sił hydrodynamicznych.

Wymuszenia spowodowane niewyważeniem wału i śruby napędowej zmieniają się z częstotliwością równą prędkości obrotowej wału. Poza sytuacjami awaryjnymi (takimi jak urwanie skrzydła śruby, skrzywienie wału czy demontaż jednego z układów

korbowych) ich wpływ jest zazwyczaj pomijalny ze względu na niewielką prędkość obrotową wałów okrętowych.



Rys. 6.11. Układ sił i momentów wywołujących drgania linii wałów

Źródło: [4]

Ostatnią grupę stanowią wymuszenia generowane przez łożyska linii wałów (nośne, oporowe oraz rufowe). Drgania te wynikają przede wszystkim z charakterystyki pracy elementów tocznych lub zaburzeń w filmie smarnym łożysk ślizgowych. W przypadku łożysk ślizgowych kluczowym czynnikiem jest zjawisko niestabilności hydrodynamicznej. Z kolei w łożyskach tocznych drgania są wywoływane przez mikroskopijne błędy geometrii bieżni, zużycie elementów tocznych oraz zmienny sztywnościowo kontakt elementów w czasie obrotu. Dodatkowo wszelkie błędy montażowe, takie jak niewspółosiowość łożysk, prowadzą do powstawania stałych i zmiennych sił reakcji, które bezpośrednio wzbudzają drgania poprzeczne i giętne całej linii wałów.

6.5.3. Skutki drgań linii wałów

Nadmierne drgania wałów są niebezpieczne zarówno dla układu napędowego, jak i dla całej konstrukcji statku. Powodują one zmienne w czasie naprężenia, które mogą prowadzić do uszkodzeń zmęczeniowych materiału. Drgania linii wałów mają złożony charakter, a ich skutki wykraczają poza sam układ napędowy, oddziałując także na komfort pracy załogi oraz trwałość konstrukcji kadłuba. Długotrwałe wibracje mogą prowadzić do poluzowania połączeń, mikropęknięć materiału czy obniżenia efektyw-

ności pracy urządzeń pomocniczych. Ważnym problemem jest również wpływ drgań na zużycie paliwa – przy niekorzystnych warunkach dynamicznych silnik i śruba pracują z obniżoną sprawnością. Z tego względu w praktyce projektowej stosuje się szereg rozwiązań konstrukcyjnych i materiałowych mających na celu redukcję niepożądanych efektów.

Szczególnie groźna jest sytuacja rezonansu, gdy wartości naprężeń przekraczają dopuszczalne granice. W takich przypadkach konieczne bywa wyznaczanie zakresów prędkości obrotowych wyłączonych z ciągłej pracy silnika, co stanowi poważne utrudnienie eksploatacyjne. Dodatkowo drgania wału negatywnie oddziałują na łożyska, przekładnie zębate i inne elementy współpracujące z linią wałów. Awarie spowodowane tym zjawiskiem są zazwyczaj bardzo poważne, np. zerwanie śruby napędowej, będące skutkiem nadmiernych drgań, prowadzi do utraty zdolności manewrowej statku i w warunkach sztormowych może skutkować katastrofą.

W praktyce eksploatacyjnej do podstawowych działań ograniczających skutki drgań wałów należą właściwe wyważenie elementów wirujących oraz regularna kontrola stanu technicznego łożysk i sprzęgieł. Stosuje się także tłumiki drgań skrętnych i elastyczne sprzęgła, które zmniejszają przenoszenie wibracji na inne podzespoły układu napędowego. Ważnym aspektem jest monitoring parametrów pracy w czasie rzeczywistym – nowoczesne systemy diagnostyczne umożliwiają wykrycie nieprawidłowości jeszcze przed wystąpieniem awarii. Istotne znaczenie mają też rozwiązania materiałowe, takie jak zastosowanie stali o podwyższonej odporności zmęczeniowej czy nowoczesnych powłok ochronnych. Dzięki temu możliwe jest wydłużenie okresu bezawaryjnej pracy i zwiększenie bezpieczeństwa żeglugi.

6.6. Łożyska linii wałów

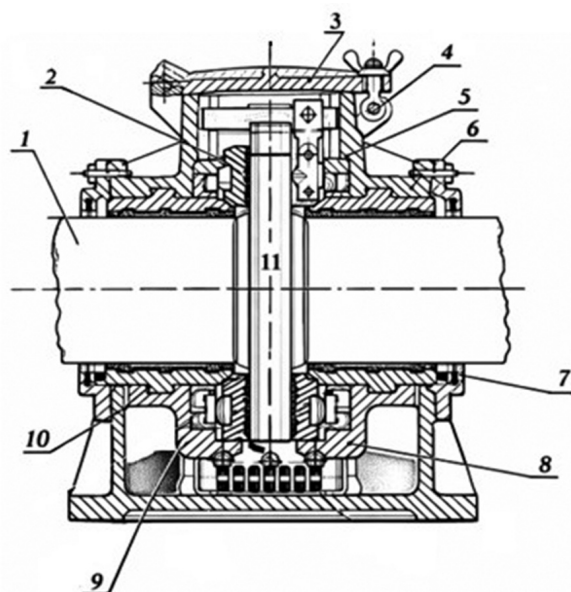
6.6.1. Łożyska oporowe ślizgowe

Na każdej linii wałów stosuje się jedno łożysko oporowe, którego podstawowym zadaniem jest przenoszenie siły naporu wytwarzanej przez śrubę napędową na kadłub statku. Łożysko to montowane jest zazwyczaj na wale oporowym lub w obudowie silnika, a obciążenia przekazywane są dalej przez fundament na konstrukcję kadłuba.

W liniach wałów łożyska oporowe pełnią jednocześnie funkcje łożysk wzdlużnych i poprzecznych. W praktyce stosuje się różne konstrukcje łożysk oporowych, przy czym najczęściej spotykanym rozwiązaniem są łożyska ślizgowe. Choć możliwe jest również użycie łożysk tocznych, są one wykorzystywane znacznie rzadziej. Typowe łożysko oporowe stosowane na jednostkach pływających przedstawiono na rysunku 6.12.

Jego obudowa, wykonana ze staliwa, składa się z dwóch połówek (5, 9) połączonych poziomo za pomocą śrub. Od góry korpus zamknięty jest pokrywą (3) umożliwia-

jąca kontrolę stanu łożyska. Pokrywa mocowana jest za pomocą śrub motylkowych (4). Wewnątrz obudowy znajduje się kołnierz oporowy (11), stanowiący integralną część wału oporowego (1) – wykuty razem z wałem. Wał opiera się na panewkach (6, 10) wykonanych z brązu, których powierzchnie robocze pokryte są warstwą babbitu. Po obu stronach kołnierza rozmieszczone są symetrycznie segmenty oporowe (2). Każdy z nich od strony współpracy z kołnierzem posiada powierzchnię wylaną babbitem, z drugiej strony natomiast umieszczona jest wyżarzona płytka oporowa, silnie dociśnięta do segmentu. Kuliste powierzchnie segmentów opierają się na utwardzonych, płaskich podkładkach, które z kolei przylegają do półpięścieni zamontowanych w gniazdach korpusu. Pod półpięścieniami umieszczone są uszczelki o odpowiedniej grubości, co umożliwi regulację grubości filmu olejowego pomiędzy segmentami a kołnierzem oporowym. W celu uszczelnienia wału w miejscach jego przejścia przez obudowę zastosowano filcowe pierścienie uszczelniające.

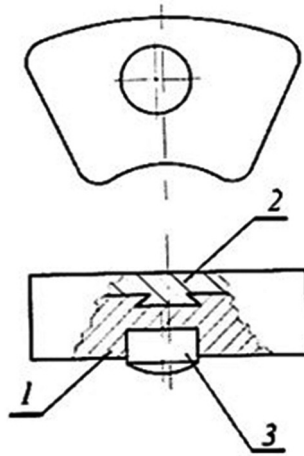


Rys. 6.12. Łożysko oporowe ślizgowe (1 – wał oporowy, 2 – segmenty oporowe (kamienie oporowe), 3 – pokrywa łożyska, 4 – śruba motylkowa, 5 – górna część korpusu łożyska, 6 – panewka, 7 – wewnętrzna powierzchnia panewki wylana babbitem, 8 – dolna część korpusu łożyska, 9 – dolna część korpusu łożyska, 10 – panewka, 11 – kołnierz oporowy)

Źródło: [51]

Łożyska ślizgowe wzdłużne typu Michella są powszechnie stosowane na statkach morskich. W tego rodzaju łożyskach napór wywierany przez śrubę napędową przenoszony jest na płytki oporowe, czyli segmenty (1), których liczba wynosi zazwyczaj 6–12.

W łożysku przedstawionym na rysunku 6.13 płytkę nośną (2) wykonana jest ze stali, a jej powierzchnia robocza pokryta jest warstwą białego metalu (babbitu). Z drugiej strony płytki umieszczona jest utwardzona kulista podpora (3), której środek geometryczny jest celowo przesunięty względem osi symetrii płytki. Takie rozwiązanie konstrukcyjne umożliwia tworzenie się stabilnego klina smarnego podczas pracy łożyska.

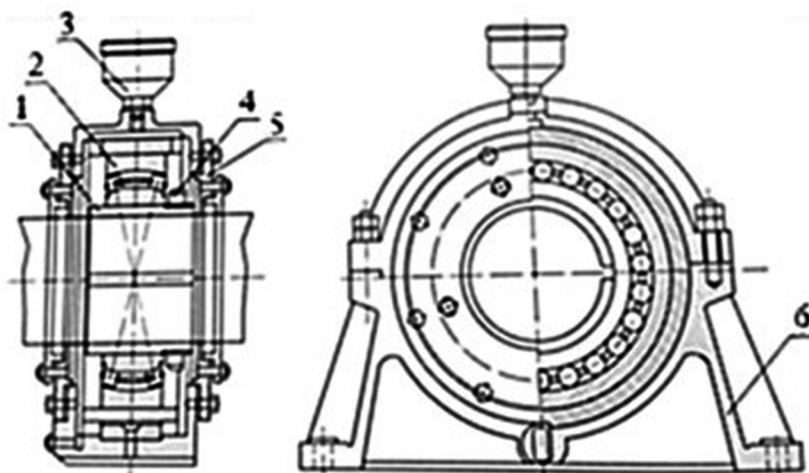


Rys. 6.13. Budowa płytki oporowej (segmentu) łożyska Michella (1 – segment, 2 – płytka podtrzymująca, 3 – podpora cylindryczna)

Źródło: [13]

6.6.2. Łożyska oporowe toczne

Jako łożysko oporowe można zastosować dwurzędowe łożysko baryłkowe toczne pokazane na rysunku 6.14. W tego typu łożysku pierścień górny (2) wraz z elementami tocznymi (baryłkami) jest zamocowany na wale za pomocą tulei stożkowej (1) i dokręcony nakrętką (4). Łożysko osadzone jest w korpusie (6) z luźnym pasowaniem, co umożliwia jego wzdłużne przesuwanie w przypadku osiowego przemieszczenia się wału, np. na skutek wydłużenia cieplnego lub nierównomiernej pracy silnika. Od strony czołowej łożysko zamknięte jest bocznymi pokrywami (5) wyposażonymi w uszczelnienia dławnicowe. W górnej części korpusu znajduje się smarowniczka (3) umożliwiająca doprowadzenie oleju smarowego. W porównaniu z łożyskami ślizgowymi dwurzędowe łożyska baryłkowe charakteryzują się niskim współczynnikiem tarcia, wysoką niezawodnością oraz dużą trwałością eksploatacyjną. Z tego względu są one stosowane przede wszystkim na mniejszych jednostkach pływających, gdzie występują niewielkie siły osiowe.



Rys. 6.14. Oporowe dwurzędowe łożysko baryłkowe (1 – tuleja stożkowa, 2 – pierścień górny łożyska, 3 – smarowniczka, 4 – nakrętka, 5 – pokrywa boczna z uszczelnieniem dławnicowym, 6 – korpus łożyska)

Źródło: [13]

6.6.3. Łożyska nośne

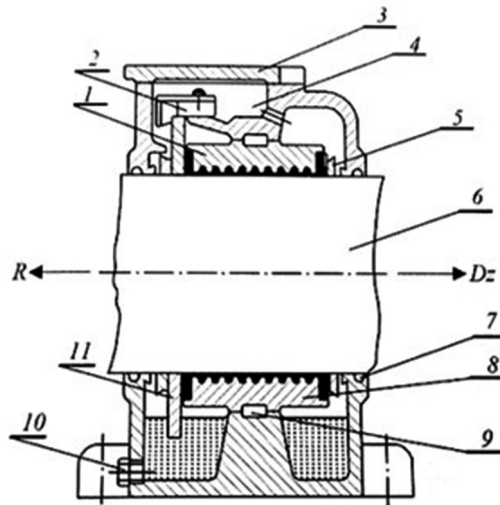
Na dużych jednostkach pływających jako łożyska nośne (poprzeczne) w linii wałów stosuje się łożyska ślizgowe. Mogą one mieć konstrukcję sztywną lub samonastawną. W przypadku łożysk sztywnych powierzchnie podparcia panewek mają układ typu cylinder–cylinder, co zapewnia ich nieruchome osadzenie względem korpusu.

Zasadniczo dla łożysk ślizgowych stosowanych w linii wałów powinien być zachowany stosunek długości panewki do średnicy (L/D) równy 1.

Typowe łożysko ślizgowe nośne (poprzeczne) wału napędowego pokazane na rysunku 6.15 składa się z: korpusu, pokrywy (3), półpanewek (1, 8) pokrytych warstwą babbitu, układu smarowania, układu chłodzenia oraz zespołu uszczelniającego. Na statkach morskich stosowane są zasadniczo trzy podstawowe warianty poprzecznych łożysk ślizgowych:

- ▶ łożysko ustalone, w którym zarówno korpus, jak i pokrywa są wyłożone babbitem;
- ▶ łożysko z jedną dolną półpanewką, w którym górna część pełni jedynie funkcję zamykającą, bez udziału w przenoszeniu obciążeń;
- ▶ łożysko „pływające” z półpanewkami dolną i górną.

Jedną z kluczowych cech łożysk linii wałów jest ich samonastawność, czyli zdolność do automatycznego utrzymywania równoległości między powierzchnią czopa wału a panewką.



Rys. 6.15. Łożysko ślizgowe wylane babbitem (1 – górna półpanew łożyska, 2 – podajnik olejowy, 3 – pokrywa korpusu łożyska, 4 – zbiorcza komora olejowa, 5 – dzielony olejowy pierścień uszczelniający, 6 – wał napędowy, 7 – rowek olejowy, 8 – dolna półpanew łożyska, 9 – pierścieniowy kanał olejowy, 10 – otwór spustowy, 11 – dzielony pierścień do podawania oleju, R – od strony rufy, Dz – od strony dziobu)

Źródło: [13]

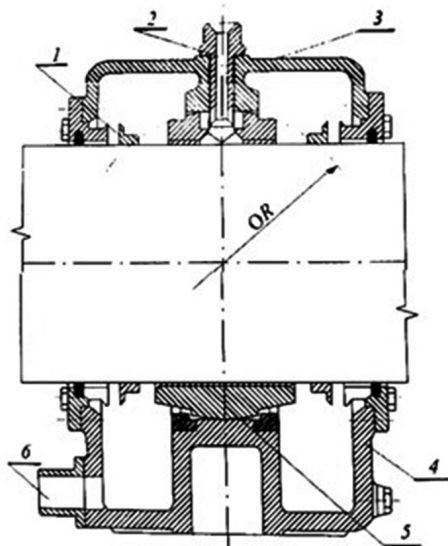
Ślizgowe łożyska promieniowe stosowane na wałach okrętowych mogą być wyposażone w różne systemy smarowania:

- ▶ indywidualny układ smarowania;
- ▶ układ cyrkulacyjny (obiegowy);
- ▶ systemy samosmarujące.

W przypadku smarowania indywidualnego wykorzystuje się m.in. metodę knotową, pierścienie smarne (swobodnie zawieszono lub przymocowane do wału), a także rozwiązania mieszane. Smarowanie cyrkulacyjne stosuje się w sytuacji, gdy ciepło wytwarzane w trakcie pracy nie może być skutecznie odprowadzone przez sam korpus łożyska. Zużycie lokalne warstwy babbitu, odpryski czy pęknięcia naprawia się poprzez lutowanie. W przypadku poważniejszych uszkodzeń panewki (wkładki) są ponownie wylane i poddawane obróbce mechanicznej. Grubość warstwy babbitu po obróbce wynosi zazwyczaj 2–3 mm, w zależności od średnicy wału. Z kolei systemy samosmarujące opierają się na technologii eliminującej potrzebę doprowadzania zewnętrznego oleju bądź smaru plastycznego. W rozwiązaniach tych panewki wykonuje się z nowoczesnych tworzyw sztucznych, materiałów kompozytowych lub brązów spiekanych nasączonych środkiem smarnym, które charakteryzują się bardzo niskim współczynnikiem tarcia.

W warunkach okrętowych systemy te najczęściej znajdują zastosowanie w łożyskach pochwy wału śrubowego, chłodzonych i smarowanych bezpośrednio wodą zaburtową, co zapewnia bezobsługową pracę i pełne bezpieczeństwo ekologiczne.

Na rysunku 6.16 przedstawiono łożysko ślizgowe z powierzchnią podparcia typu kula–cylinder. Łożysko to jest smarowane obiegowo, pod ciśnieniem. Podczas wychylenia panewki w stosunku do czopa powstaje moment tarcia, który należy pokonać, aby umożliwić jej przemieszczenie. Moment tarcia w łożysku typu kula–cylinder jest znacznie mniejszy niż w rozwiązaniu z podparciem kula–kula, co ułatwia kompensację niewspółosiowości. Ze względu na intensywną pracę i generowanie ciepła układ wymaga skutecznego chłodzenia oleju znajdującego się w korpusie łożyska.



Rys. 6.16. Łożysko ślizgowe o powierzchni podparcia panwi kula–cylinder (1 – pierścień odrzutowy, 2 – doprowadzenie oleju, 3 – pokrywa łożyska, 4 – korpus łożyska, 5 – panew samonastawna, 6 – odprowadzenie oleju)

Źródło: [4]

Pochwa wału śrubowego. Pochwa linii wałów służy do podparcia wału śrubowego (lub pośredniego) oraz do uszczelnienia jego przejścia przez kadłub statku. W miejscach, gdzie wał przechodzi przez grodzie wodoszczelne, stosuje się specjalne urządzenia uszczelniające, zwane dławnicami. Pochwa wału śrubowego stanowi jeden z kluczowych elementów linii wałów – tworzy wodoszczelny tunel, przez który szyb tunelowy biegnie od siłowni okrętowej do grodzi rufowej. Jej zadania to nie tylko izolowanie szybu od sąsiednich pomieszczeń, ale także umożliwienie inspekcji technicznej oraz ochrona

siłowni przed przedostaniem się wody. Konstrukcyjnie pochwa składa się z tulei zakończonej kołnierzami, pełniąc jednocześnie funkcję uszczelnienia oraz łożyska. W przedniej (dziobowej) i tylnej (rufowej) części pochwy znajdują się dławnice wyposażone w dławiki i szczeliwo. Dziobowa część pochwy jest przymocowana do rufowej grodzi wodoszczelnej, natomiast część rufowa tulei mocowana jest na końcu wału śrubowego. Wewnątrz pochwy znajduje się tuleja, najczęściej wykonana z brązu, która pełni funkcję łożyska nośnego. Łożyska umieszczone w pochwie są typu wspornikowego i swoją budową przypominają łożyska ślizgowe. Dławnica, przytwierdzona do pochwy za pomocą kołnierza, wykonana jest jako odlew podzielony na dwie pierścieniowe komory. Przednia część stanowi właściwą dławnicę uszczelniającą, z kolei tylna – rufowa – jest połączona z instalacją umożliwiającą przepływ wody przez wnętrze pochwy. Przepływająca woda zapewnia smarowanie i chłodzenie łożyska podczas pracy statku. Łożysko nośne może być wykonane z drewna gwajakowego, materiału odpornego na ścieranie i działanie wody. Alternatywnie wykorzystuje się również łożyska gumowo-metalowe lub kompozyty drewna, takie jak lignoston czy lignofol. Innym rozwiązaniem są wkładki z tworzyw sztucznych – np. żywice impregnowane albo sprasowane laminaty z tkanin nasączonych żywicą, a także taśmy gumowe odporne na działanie wody. W tego typu łożyskach funkcję środka smarowego pełni woda.

Stosowane są coraz nowocześniejsze metody uszczelniania tylnej części linii wałów, takie jak uszczelnienia dziobowe lub rufowe typu Simplex. Składają się one z fartuchów wykonanych ze specjalnie profilowanej gumy, co zapewnia niezawodne uszczelnienie pochwy wału śrubowego. Dodatkowo konstrukcja ta umożliwia ciśnieniowe smarowanie wału osadzonego w pochwie. W tym rozwiązaniu łożyska pokryte są materiałami ślizgowymi i pełnią funkcję łożysk ślizgowych.

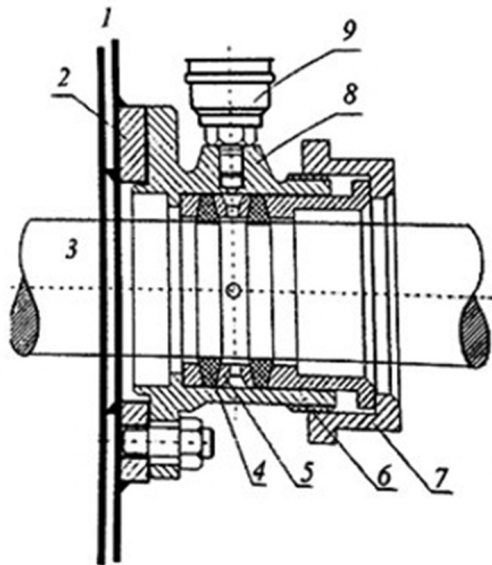
Pochwy wałów wykonywane są ze staliwa lub rur stalowych, a ze względu na konieczność przenoszenia dużych obciążeń muszą się charakteryzować wysoką sztywnością. Ciężar wału śrubowego oraz śruby napędowej jest kompensowany przez łożyska rufowe, które przenoszą zmienne obciążenia wynikające ze zmiennej pracy śruby napędowej. Główna część tych obciążeń przejmowana jest przez rufowe łożysko wspornikowe, zwłaszcza jego część znajdującą się najbliżej rufy. Podczas pracy układu napędowego mogą się pojawić dodatkowe obciążenia w łożysku wspornikowym, np. w wyniku uderzeń płatów śruby o ciała obce. Okresowe zmiany momentu obrotowego w układzie silnik – wał napędowy – śruba prowadzą do występowania drgań skrętnych. Gdy częstotliwość tych drgań pokrywa się z częstotliwością drgań własnych układu, dochodzi do zjawiska rezonansu. W takiej sytuacji siły działające na elementy układu wspornikowego linii wałów gwałtownie rosną, co może prowadzić do ich przeciążenia lub uszkodzenia [13].

Na rysunku 6.17 przedstawiono układ uszczelniający wał śrubowy jednośrubowego statku z zastosowaniem łożysk ślizgowych wyłożonych niemetalicznymi wkładkami –

Rys. 6.17. Pochwa wału śrubowego z uszczelnieniami (1 – pierścień zabezpieczający, 2 – segment zabezpieczający nakrętkę, 3 – tylnica, 4 – pochwa wału śrubowego, 5 – rufowa część tulei, 6, 8 – wkładki gwajakowe, 7 – dziobowa część tulei, 9 – szczeliwo, 10 – dławik, 11 – kołnier, 12 – gródz skrajnika rufowego, 13 – wspornik, 14 – występ pochwy wału śrubowego, 15 – gumowe pierścienie, 16 – nakrętka, 17 – warstwa antykorozyjna, 18 – mosiężne listwy ustalające)

Źródło: [13]

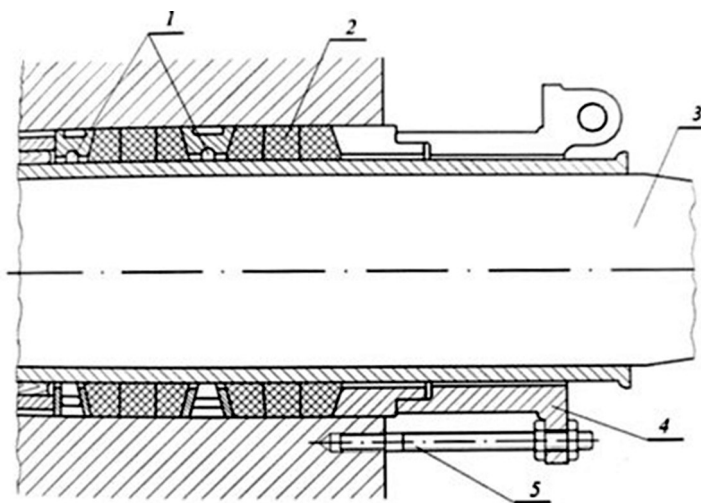
Dławnice. Dławnica jest kolejnym istotnym elementem linii wałów. Tworzy wraz z wałem śrubowym zespół, którego zadania obejmują podparcie linii wałów oraz zapewnianie jej smarowania, chłodzenia i ochrony przed przedostawaniem się wody morskiej do wnętrza kadłuba. Wał korbowy silnika jest zazwyczaj łączony z wałem oporowym za pomocą sprzęgieł podatnych. W miejscach przejścia wałów przez grodzie montowane są specjalne dławnice grodziowe, które zapobiegają przedostawaniu się wody z jednego przedziału do drugiego. Podstawowy element dławnicy to korpus przymocowany do stalowego pierścienia, który jest przyspawany do grodzi. W korpusie dławnicy znajdują się dławik oraz tuleja wyłożona upakowanym szczeliwem. Dławnica pełni funkcję podparcia wału (łożyska), uszczelnienia przedziałów, przez które przechodzi wał, a także uszczelnienia kadłuba w części rufowej statku. Dławnice montowane są w miejscach przejścia wału przez grodzie wodoszczelne. W przypadku długich linii wałów wał umieszczany jest w specjalnym tunelu (tunelu wału śrubowego), co chroni go przed uszkodzeniami oraz umożliwia odpowiednie uszczelnienie całej konstrukcji. Na rysunku 6.18 przedstawiono schemat niedzielonej dławnicy grodziowej. Tego typu dławnice stosuje się do uszczelniania przedziałów na przejściach grodziowych wałów ze sprzęgłami demontowalnymi (tarczowymi, łukowymi). Niedzielone dławnice są przeznaczone dla czopów wałów o średnicy nieprzekraczającej 200 mm. Zamiast dławika w tych dławnicach używa się pierścienia uszczelniającego.



Rys. 6.18. Dławnica grodziowa niedzielona (1 – gródź, 2 – kształtownik przytwierdzony do grodzi, 3 – wał napędowy, 4 – szczeliwo, 5 – pierścień uszczelniający z brązu (dławik), 6 – dolna część korpusu dławnicy, 7 – pierścień dociskowy (nakrętka dławika), 8 – obudowa (korpus), 9 – smarownica)

Na jednostkach pływających o niskiej sztywności kadłuba (np. kadłuby wykonane z kompozytów poliestrowo-szklanych) stosuje się dławnice połączone z grodzią za pomocą kompensatora. Jego zadaniem jest kompensacja znacznych odkształceń występujących między kadłubem a linią wałów.

Na rysunku 6.19 przedstawiono dławnicę rufową, w której łożysko rufowe stanowią wkładki wykonane z drewna gwajakowego, lignofolu, lignostonu lub gumy. Takie łożyska są smarowane wodą zaburtową i powszechnie stosowane na jednostkach morskich różnych typów.



Rys. 6.19. Dławnica łożyska rufowego smarowanego wodą (1 – pierścienie zaciskowe, 2 – szczeliwo, 3 – wał, 4 – dławik, 5 – śruba dwustronna regulacyjna)

Źródło: [4]

6.7. Sprzęgła

Sprzęgło jest elementem układu napędowego maszyny przeznaczonym do połączenia wału korbowego silnika głównego, wału oporowego, wałów pośrednich oraz wału śrubowego w jedną całość, tworzącą linię wału napędowego. Do podstawowych zadań sprzęgła należy też przenoszenie momentu obrotowego bez zmiany jego kierunku.

Sprzęgła sztywne stosuje się do łączenia wałów współosiowych w konstrukcję sztywną pod względem zarówno giętnym, jak i skrętnym. W przypadkach, gdy wymagane jest szybkie łączenie i rozłączanie wału silnika głównego z wałem oporowym lub pośrednim, wykorzystuje się sprzęgła rozłączne, sterowane z zewnątrz przez obsługę.

Sprzęgła skrotnie podatne umożliwiają ograniczony względny obrót końców łączonych wałów, a także kompensują niewielki brak współosiowości wałów. Ich zastosowanie pozwala na:

- ▶ łagodzenie nierównomierności przenoszonego momentu obrotowego;
- ▶ tłumienie drgań skrętnych;
- ▶ zmianę częstości drgań skrętnych układu;
- ▶ jednoczesną realizację kilku spośród wymienionych funkcji.

Zastosowanie sprzęgieł giętnie podatnych ogranicza dodatkowe obciążenia działające na łożyska oraz zmniejsza naprężenia w wałach, powstające na skutek ugięcia kadłuba podczas pracy jednostki na fali. Zasadniczo sprzęgło składa się z członu czynnego (napędzającego), członu biernego (napędzanego) i łącznika. Prędkość obrotowa i moment obrotowy nie muszą być jednakowe w całym cyklu pracy urządzenia, a ich zmienność zależy od rodzaju zastosowanego sprzęgła.

Jako kryterium podziału sprzęgieł przyjęto funkcję spełnianą przez łącznik. Wyróżnia się trzy podstawowe grupy sprzęgieł:

1. Nierozłączne – mechaniczne:

- sztywne – bez przesunięcia wałów czynnego i biernego;
- samonastawne – dopuszczalne przesunięcie wałów czynnego i biernego;
- podatne – z łącznikiem elastycznym.

2. Sterowane:

a) mechaniczne:

- synchroniczne przełączane – mechanicznie, hydraulicznie, pneumatycznie lub elektromagnetycznie;
- asynchroniczne;

b) hydrodynamiczne:

- sterowane dławieniem krążenia cieczy;
- sterowane napełnieniem;

c) elektromagnetyczne:

- indukcyjne asynchroniczne;
- indukcyjne synchroniczne.

3. Samoczynne:

- a) mechaniczne: odśrodkowe, jednokierunkowe, bezpieczeństwa;
- b) hydrodynamiczne;
- c) elektromagnetyczne:
 - indukcyjne asynchroniczne;
 - indukcyjne synchroniczne.

Do łączenia poszczególnych wałów najczęściej stosuje się nierozłączne sprzęgła sztywne, natomiast rzadziej wykorzystuje się sprzęgła rozłączne oraz nierozłączne sprzęgła podatne skrętnie i giętnie.

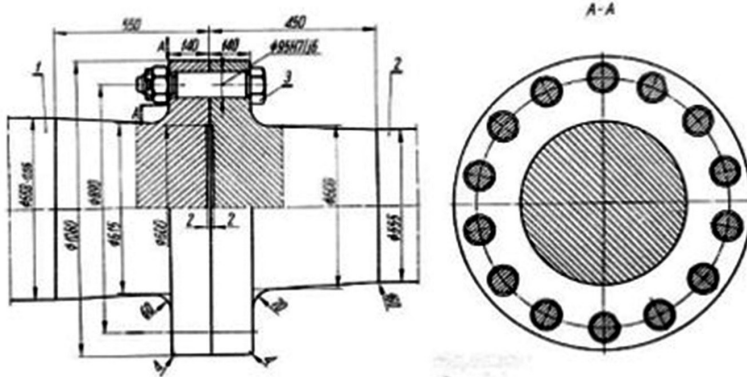
Sprzęgło sztywne to sprzęgło, które uniemożliwia jakiegokolwiek względne przemieszczenie pomiędzy członem czynnym a biernym. Do jego podstawowych zalet eksploatacyjnych należą: brak luzów w połączeniu łączonych wałów, zwarta i prosta konstrukcja, łatwość montażu i demontażu oraz zdolność do przenoszenia momentów obrotowych o zmiennym kierunku. Ponadto sprzęgło takie powinno umożliwiać montaż i demontaż wałów bez konieczności ich poziomego rozsuwania. Pod względem wytrzymałości sprzęgło sztywne powinno odpowiadać wytrzymałości wału w miejscu połączenia.

Sprzęgła podatne stosuje się do łączenia wałów, które nie przenoszą sił osiowych od naporu śruby okrętowej, a więc do połączeń zlokalizowanych za głównym łożyskiem wzdłużnym. Rozwiązania te bywają również wykorzystywane do połączeń wałów korbowych silników głównych z wałami oporowymi lub z wałami napędzającymi przekładnie zębate. W takich układach silniki główne mogą być posadowione na gumowych amortyzatorach, co prowadzi do obniżenia częstości poprzecznych drgań własnych oraz skutecznego tłumienia drgań całego układu napędowego. W efekcie poprawia się izolacja akustyczna oraz zwiększa się odporność udarowa silników głównych, w tym odporność na niekontaktowe wybuchy podwodne.

Na małych okrętach, w których łożyska wzdłużne są zlokalizowane w części rufowej jednostki, obok sprzęgieł sztywnych łączących poszczególne wały mogą być również stosowane sprzęgła podatne. Na statkach i okrętach o kadłubach wykonanych z laminatów, czyli tworzyw zbrojonych, charakteryzujących się niewielką sztywnością konstrukcyjną (znacznie mniejszym modułem sprężystości niż stal), powszechnie wykorzystuje się sprzęgła podatne z elementami gumowymi oraz sprzęgła przegubowe.

Na statkach o kadłubach stalowych w większości przypadków połączenia wałów napędowych realizowane są za pomocą sprzęgieł sztywnych, takich jak sprzęgła kołnierzowe, tarczowe i łubkowe. W ostatnich latach coraz częściej stosuje się również wciskowe połączenia bezwpustowe, wykonywane poprzez wtłaczanie oleju pomiędzy powierzchnie łączonych elementów. Tego rodzaju połączenia realizowane są w postaci różnych odmian sprzęgieł sztywnych.

Sprzęgła tarczowe (połączenie kołnierzowe). Połączenia kołnierzowe (rys. 6.20) wyróżniają się prostą konstrukcją oraz łatwością wykonania. Sprzęgła kołnierzowe, zarówno nakładane, jak i posiadające kołnierze odkute integralnie z wałem, są bardzo często stosowane w układach napędowych. Rozwiązania te umożliwiają przenoszenie momentów obrotowych o charakterze zmiennym oraz udarowym. Połączenie członów realizowane jest za pomocą śrub pasowanych, walcowych lub stożkowych.

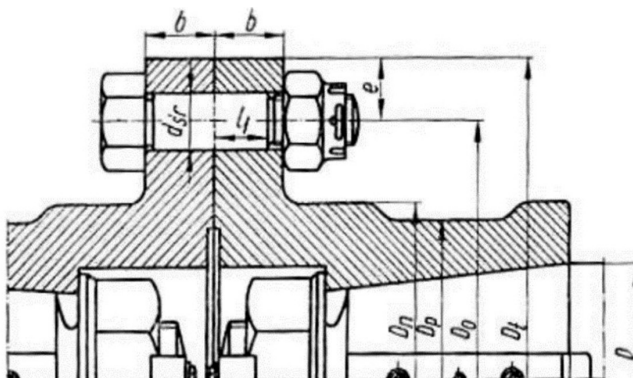


Rys. 6.20. Połączenie kołnierzone pełnego wału śrubowego i pośredniego (1 – wał śrubowy, 2 – wał pośredni, 3 – śruby pasowane)

Źródło: [4]

Sprzęgła tarczowe mogą być wykonywane jako integralna część wału bądź jako odrębne elementy, które następnie osadza się na końcówce wału. Stosuje się je w sytuacjach, gdy wał musi zostać przeprowadzony przez niedzieloną dławnicę grodziową lub jeśli zachodzi potrzeba nasunięcia na wał łożysk tocznych. Sprzęgła tarczowe znajdują zastosowanie zarówno w wałach pełnych, zazwyczaj o mniejszych średnicach, jak i w wałach drążonych, które z reguły charakteryzują się większymi średnicami. Do wykonania sprzęgieł tarczowych używa się materiałów o własnościach mechanicznych równych lub lepszych niż właściwości materiału, z którego wykonany jest wał.

Na rysunku 6.21 przedstawiono przykładowe rozwiązanie konstrukcyjne sprzęgła tarczowego wału napędowego wraz z oznaczeniem podstawowych wymiarów.

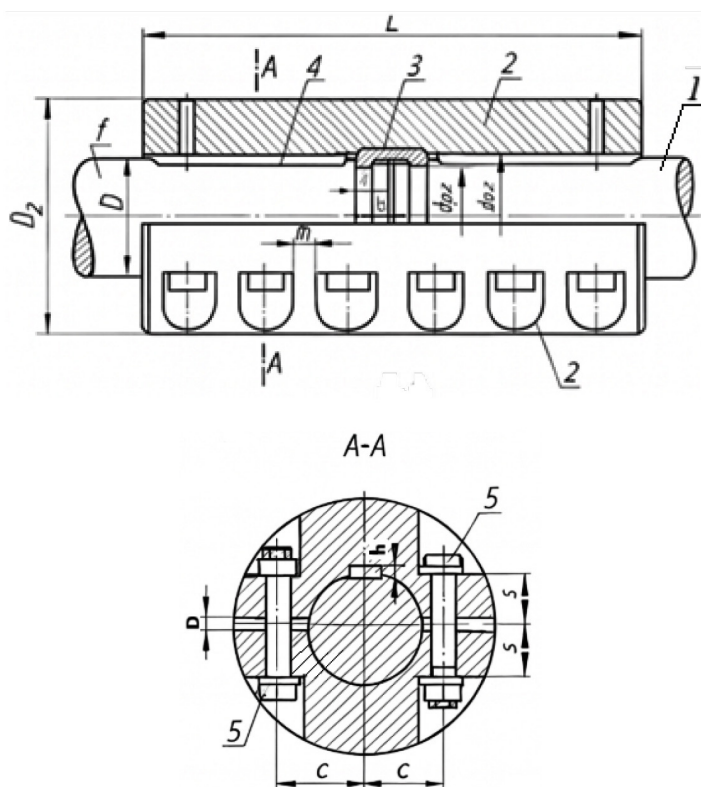


Rys. 6.21. Sprzęgło tarczowe wału napędowego

Źródło: [4]

Dla wałów o tej samej średnicy sprzęgła tarczowe mają gabaryty większe niż połączenia kołnierzowe, co powoduje nieznaczne zwiększenie masy wału w porównaniu z rozwiązaniem wyposażonym w połączenia kołnierzowe.

Sprzęgła łubkowe. Do wałów napędowych o małych mocach stosuje się różne odmiany sprzęgieł łubkowych. Najczęściej wykorzystuje się je do wałów o średnicach do 120 mm, a w niektórych przypadkach także do wałów o większych średnicach. Na rysunku 6.22 przedstawiono przykładowe sprzęgło łubkowe wału napędowego wraz z oznaczeniem podstawowych wymiarów.



Rys. 6.22. Sprzęgło łubkowe wału napędowego (1 – wał, 2 – łubek, 3 – dzielony pierścień oporowy, 4 – wpust, 5 – śruba łącząca)

Źródło: [13]

Dla wałów o mniejszych średnicach, mieszczących się w zakresie 50–80 mm, mogą być stosowane lżejsze odmiany sprzęgieł łubkowych, wyposażone w wycięcia wykonane pod kątem 45° względem płaszczyzny podziału. Wymagany luz pomiędzy łubkami uzyskuje się poprzez roztoczenie wspólnego otworu dwóch skrzyconych łubków,

między które wprowadza się przekładki. Po ich usunięciu, podczas dokręcania śrub łączących (5), uzyskuje się odpowiednią siłę tarcia działającą pomiędzy czopem wału a sprzęgłem.

Wpusty (4) pełnią funkcję zabezpieczenia sprzęgła na wypadek nadmiernego wzrostu momentu obrotowego. W przypadku konieczności zastosowania dwóch wpustów rozmieszcza się je symetrycznie pod kątem 180° . Dzieleny pierścień oporowy (3) stanowi zabezpieczenie przenoszenia siły osiowej pochodzącej od naporu śruby napędowej.

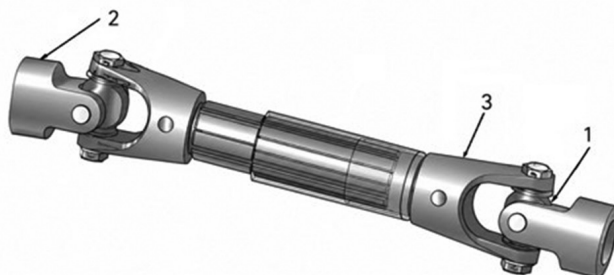
Zastosowanie tego typu sprzęgieł umożliwia:

- ▶ montaż wału śrubowego od strony rufy;
- ▶ wykorzystanie łożysk tocznych;
- ▶ użycie dławnic niedzielonych, lżejszych i prostszych w porównaniu z dławnicami dzielonymi;
- ▶ użycie wałów bez kołnierzy, natomiast przy średnicach do 150 mm mogą to być wały walcowane.

Należy podkreślić, że śruby łączące w sprzęgłach łukowych, niezależnie od charakteru przenoszonego momentu obrotowego, podlegają obciążeniom statycznym. Do istotnych wad tych sprzęgieł należą trudności związane z ich wyważeniem oraz znaczne gabaryty. Masa sprzęgieł łukowych jest niemal dwukrotnie większa niż masa sprzęgieł kołnierzowych, co powoduje, że obecnie są one stosowane coraz rzadziej.

Sprzęgła Cardana. Sprzęgło to jest specyficznym sprzęgłem samonastawnym stosowanym w układach napędowych, które przenosi moment obrotowy między wałami o osi zmiennej lub skośnej względem siebie. Jest to rozwiązanie konstrukcyjne umożliwiające przenoszenie napędu w przypadkach, gdy wały nie znajdują się w jednej linii prostej. Najczęściej spotyka się je w układach napędowych pojazdów, ale też maszyn przemysłowych, urządzeń rolniczych czy jednostek morskich (np. holowników). Sprzęgło Cardana działa na zasadzie przekazywania obrotów przez krzyżak umieszczony między dwoma widełkami. Dzięki temu możliwe jest przeniesienie napędu między wałami pod kątem, a w nowoczesnych rozwiązaniach konstrukcyjnych również tłumienie drgań oraz kompensacja zmian długości wału poprzez zastosowanie dodatkowych elementów elastycznych lub przesuwanych. Mechanizm ten jest szczególnie skuteczny, gdy wały nie są idealnie wyrównane, a ich kąt zmienia się w czasie pracy.

Sprzęgło Cardana (rys. 6.23) jest sprzęgłem nierozłącznym, mechanicznym, samonastawnym, kątowym. Krzyżowy łącznik (1), rodzaj zdwojonego sworznia, łączy dwa widłowe zakończenia wałów czynnego (2) i biernego (3). Takie połączenie pozwala na przeniesienie momentu między wałami nawet znacznie odchylonymi od siebie. Problemem jest fakt, że prędkość wału biernego jest pulsacyjna (im większy kąt między osiami, tym większa pulsacja).



Rys. 6.23. Sprzęgło Cardana (1 – łącznik krzyżowy, 2 – wał czynny, 3 – wał bierny)

Źródło: opracowanie własne na podstawie [32]

Tego rodzaju sprzęgło jest także istotnym elementem układów przeniesienia napędu na jednostkach morskich. W warunkach morskich, w których konstrukcja kadłuba podlega ciągłym obciążeniom dynamicznym, zastosowanie sprzęgieł kompensujących niewspółosiowość ma kluczowe znaczenie dla niezawodności całego układu napędowego. Na jednostkach morskich najczęściej stosuje się podwójne sprzęgła Cardana, które pozwalają na eliminację nierównomierności prędkości obrotowej charakterystycznej dla pojedynczego przegubu. Tego typu rozwiązania są powszechne na statkach handlowych, holownikach oraz jednostkach typu *offshore*, gdzie wymagane jest stabilne i równomierne przenoszenie momentu obrotowego. Często spotyka się również układy hybrydowe, w których sprzęgło Cardana współpracuje ze sprzęgłem elastycznym. Takie połączenie zapewnia dodatkowe tłumienie drgań skrętnych i zwiększa ochronę przekładni redukcyjnej. Morskie wersje sprzęgieł Cardana charakteryzują się wzmocnioną konstrukcją, przystosowaną do przenoszenia dużych momentów obrotowych przy pracy ciągłej. Elementy te wykonuje się z materiałów odpornych na korozję bądź zabezpiecza odpowiednimi powłokami ochronnymi. Szczególną uwagę zwraca się na uszczelnienia i systemy smarowania, które muszą zapewniać niezawodną pracę w warunkach wysokiej wilgotności, dużego zasolenia oraz zmiennych temperatur.

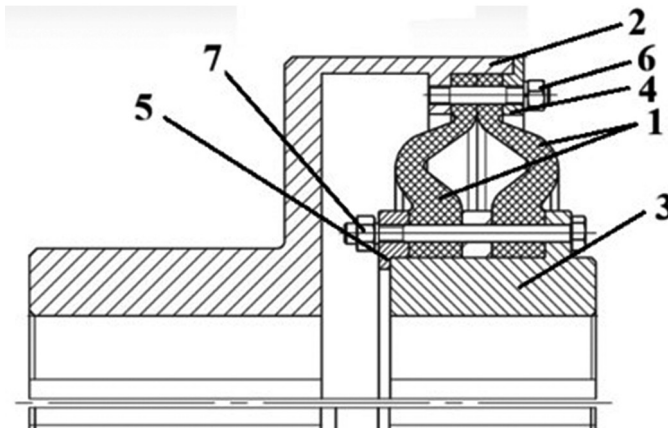
W zależności od klasy jednostki i wymagań towarzystw klasyfikacyjnych stosuje się smarowanie centralne albo rozwiązania bezobsługowe. Regularne inspekcje i właściwa obsługa techniczna są niezbędne dla zapewnienia długotrwałej i bezpiecznej eksploatacji jednostki.

Sprzęgło Vulkan. Do licznej grupy sprzęgieł podatnych z niemetalowym łącznikiem zalicza się sprzęgła typu Vulkan. Mają one charakterystyki tłumiące nieliniowe. Sprzęgła tego typu stanowią grupę sprzęgieł podatnych skrętnie (z możliwością doboru charakterystyki sztywności skrętnej), powszechnie stosowanych w napędach głównych jednostek morskich oraz w ciężkich napędach przemysłowych. Przeniesienie mo-

mentu obrotowego realizowane jest za pośrednictwem elementów elastomerowych, najczęściej gumowo-metalowych, które pracując na ścinanie, umożliwiają tłumienie drgań skrętnych oraz redukcję obciążeń dynamicznych występujących w układzie napędowym. Zastosowanie sprzęgieł Vulkan pozwala na kompensację niewielkich niewspółosiowości wałów w kierunku kątowym, promieniowym i osiowym, a także na ochronę silnika, przekładni redukcyjnej i wału śrubowego przed skutkami zmian uderowych momentu obrotowego.

Sprzęgła te są powszechnie stosowane w układach napędowych jako elementy pośrednie pomiędzy silnikiem głównym a przekładnią redukcyjną, pełniąc funkcję tłumienia drgań skrętnych oraz kompensacji niewspółosiowości wałów. Znajdują szerokie zastosowanie w napędach statków handlowych, promów i jednostek *offshore*, a także w agregatach prądotwórczych i ciężkich napędach przemysłowych. W praktyce morskiej często współpracują z dodatkowymi elementami linii wału, takimi jak sprzęgło Cardana, wał pośredni oraz przekładnia redukcyjna, tworząc kompletny i niezawodny układ przeniesienia mocy.

Na rysunku 6.24 pokazano sprzęgło typu Vulkan, w którym łącznikiem są dwie przepony (1) pomiędzy członami napędzającym (2) i napędzanym (3), do których przykręcone są śrubami (6 i 7). Przepony wykonuje się z 16–18 przekładek z tkaniny krzyżowej zwulkanizowanej gumą. Sprzęgła te przenoszą obciążenia momentem obrotowym w zakresie 90–106 kNm [53].



Rys. 6.24. Podatne sprzęgło typu Vulkan (1 – przepona (łącznie), 2 – człon napędzający, 3 – człon napędzany, 4 – pierścień dociskowy, 5 – pierścień dociskowy dolny, 6, 7 – śruby łączące)

Źródło: [33]

6.8. Hamulce

Linie wałów okrętowych, a także niektórych statków wyposaża się w hamulce, których zadaniem jest unieruchomienie wału napędowego silnika niepracującego. Dotyczy to sytuacji, gdy okręt lub statek porusza się z określoną prędkością dzięki pracy silników napędzających pozostałe wały. W przypadku statków jednośrubowych hamulec zapobiega obracaniu się wału napędowego podczas holowania jednostki.

Hamulec wału jest uruchamiany wtedy, gdy:

- ▶ nastąpi uszkodzenie wałów, łożysk poprzecznych, łożysk wzdłużnych lub silnika głównego, a jednostka musi kontynuować ruch przy wykorzystaniu pozostałych silników;
- ▶ dokonuje się rozłączenia linii wałów w celu umożliwienia swobodnego obrotu śruby napędowej oraz włączenia do pracy pomocniczego (awaryjnego) łożyska wzdłużnego.

Korzystnym rozwiązaniem jest montaż hamulców na kołnierzach sprzęgieł łączących wał śrubowy z wałem pośrednim. Kołnierze te mają średnicę większą niż pozostałe kołnierze tej samej linii wałów, co pozwala na uzyskanie większego momentu tarcia. Wały wyposażone w specjalnie wykonane tarcze hamulcowe spotyka się rzadko i zazwyczaj jedynie na dużych okrętach.

W układach napędowych z turbinami korzystniejsze może być wykonanie hamulca na szybkoobrotowym wale turbiny lub nawet na wale ślimaka obracarki wału. W takim przypadku moment hamujący jest znacznie mniejszy niż na wale śrubowym, co pozwala na zmniejszenie wymiarów hamulca i ułatwia jego zaprojektowanie dla pełnej prędkości okrętu napędzanego pozostałymi turbinami. Przy takim rozwiązaniu nie ma potrzeby stosowania pomocniczego łożyska wzdłużnego. Ze względów eksploatacyjnych hamulce często instaluje się w siłowni.

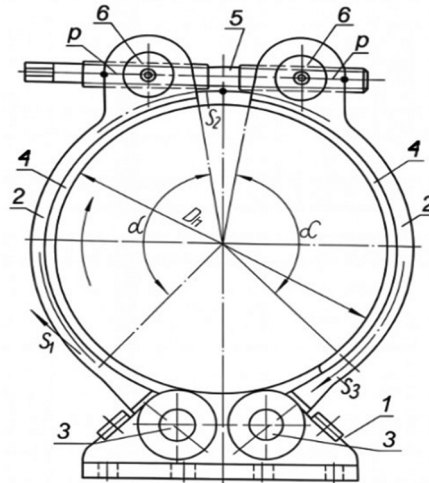
Hamulce wałów napędowych powinny się cechować prostą oraz niezawodną konstrukcją. Przykładowe rozwiązanie konstrukcyjne hamulca zostały przedstawione na rysunku 6.25.

Podczas projektowania hamulców konieczne jest uwzględnienie następujących zaleceń konstrukcyjnych:

- ▶ dążyć do uzyskania możliwie jak największego kąta opasania tarczy hamulcowej;
- ▶ lokalizować ściągnacz hamulca jak najbliżej tarczy hamulca.

W przypadku hamulców o małych wymiarach stosuje się ściągnacze z gwintem trapezowym. Dla hamulców średnich i dużych wykorzystuje się gwint metryczny podstawowy lub drobnozwojowy pierwszego rzędu. Przy bardzo dużych hamulcach, gdy siła dwóch osób nie wystarcza do zaciśnięcia hamulca bezpośrednio za pomocą pokrętła

ściągacza lub dźwigni zapadkowej, stosuje się przekładnię ślimakową współpracującą ze ściągaczem hamulca.



Rys. 6.25. Hamulec wału napędowego (1 – podstawa hamulca, 2 – szczęki, 3 – sworznie, 4 – wykładzina hamulca, 5 – ściągacz, 6 – sworznie – nakrętka ściągacza)

Źródło: [13]

Wały napędowe wyposażone w pomocnicze łożyska wzdłużne powinny posiadać hamulce umożliwiające osiowe przesunięcie wału wraz z zaciśniętym hamulcem. Przesunięcie to powinno odpowiadać luzowi (w stanie nieobciążonym) występującemu w pomocniczym łożysku wzdłużnym w przypadku rozłączenia wału.

Poszczególne elementy hamulców są wykonywane z następujących materiałów konstrukcyjnych:

- ▶ szczęki hamulców o dużych gabarytach wykonuje się jako kute ze stali lub odlewane ze staliwa; granica plastyczności zastosowanych materiałów wynosi $R_e = 250\text{--}300\text{ MPa}$, szczęki hamulców małych są spawane ze stali o granicy plastyczności $R_e = 200\text{ MPa}$;
- ▶ podstawy hamulców wykonuje się ze staliwa, natomiast dla wałów przenoszących mniejsze momenty obrotowe – jako konstrukcje spawane ze stali;
- ▶ ściągacze oraz sworznie wykonuje się ze stali zwykłej jakości St4, St5 lub stali wyższej jakości 25;
- ▶ wykładziny hamulcowe wykonuje się z bezazbestowych materiałów ciernych, takich jak kompozyty żywiczne wzmocniane włóknami mineralnymi, szklanymi lub aramidowymi (np. kevlar).

Podsumowując, linie wałów stanowią kluczowy element układu napędowego statku, odpowiedzialny za skuteczne przeniesienie momentu obrotowego z silnika na śrubę napędową. Różnorodność stosowanych rozwiązań konstrukcyjnych wynika z odmiennych warunków eksploatacyjnych jednostek pływających oraz ich przeznaczenia. Odpowiedni dobór materiałów, właściwe zaprojektowanie połączeń i łożysk, a także uwzględnienie zagadnień związanych z drganiami i wytrzymałością zmęczeniową wałów są niezbędne dla zapewnienia niezawodnej pracy układu. Przedstawione w niniejszym rozdziale przykłady i charakterystyki techniczne podkreślają, że prawidłowa konstrukcja i eksploatacja linii wałów ma decydujące znaczenie dla bezpieczeństwa, trwałości i efektywności napędu statku.

Bibliografia

1. Bartodziejski R., *Okrętowe wciągarki cumownicze i kotwiczne – przegląd i analiza rozwiązań*, Praca dyplomowa inżynierska, Akademia Morska w Gdyni 2004.
2. Biying L., *Study on modern ship stabilizer technology*, Highlights in Science Engineering and Technology 2023, 72, s. 788–792.
3. Burger W., Corbet A.G., *Ship stabilizers, their design and operation in correcting the rolling of ships: a handbook for merchant navy officers*, Pergamon Press, Oxford, New York 1966.
4. Cudny K., *Linie wałów okrętowych. Konstrukcje i obliczenia*, Wydawnictwo Morskie, Gdańsk 1990.
5. Dudziak J., *Teoria okrętu*, Fundacja Promocji POiGM, Gdańsk 2008.
6. Eyres D.J., *Ship construction*, Butterworth-Heinemann, Oxford 1994.
7. Giernalczyk M., Górski Z., *Siłownie okrętowe, cz. I. Podstawy napędu i energetyki okrętowej*, wyd. II, Wydawnictwo Uniwersytetu Morskiego w Gdyni, Gdynia 2024.
8. Górski Z., *Okrętowe mechanizmy i urządzenia pomocnicze*, t. II, Trademar, Gdynia 2010.
9. Hu L.F., Zhang M., Gong Q.T., Bi J.Y., Gao M., *Research on ship roll motion control method based on MPC*, Chinese Journal of Hydrodynamics 2023, 38(04), s. 551–557.
10. Instrukcja obsługi dźwigu MacGregorGL-3024-2/2424gr.
11. Jachowski J., Krata P., *Wykorzystanie płetwowych stabilizatorów kołysań bocznych statku w biernym trybie pracy*, Logistyka 2010, 4.
12. Kołakowski P., Rutkowski G., Łebkowski A., *Ships-to-ship magnetic mooring systems – the new perspectives*, TRANNAV International Journal on Marine Navigation and Safety of Sea Transportation 2023, 17, 4, s. 841–851.
13. Kyzioł L., *Podstawy projektowania linii wałów statków*, Wydawnictwo Uniwersytetu Morskiego w Gdyni, Gdynia 2019.
14. Materiały reklamowe firmy Brissonneau & Lotz Marine.
15. Materiały reklamowe firmy MacGregor.
16. Międzynarodowa Organizacja Morska – IMO, Międzynarodowa konwencja o bezpieczeństwie życia na morzu 1974, SOLAS, tekst jednolity, Polski Rejestr Statków, Gdańsk 2015.
17. Międzynarodowa Organizacja Morska – IMO, Międzynarodowa konwencja o liniach ładunkowych, 1966 (Konwencja LL 1966), tekst ujednolicony, Polski Rejestr Statków, Gdańsk 2000.
18. Międzynarodowa Organizacja Morska – IMO, Międzynarodowy kodeks środków ratunkowych (Kodeks LSA), Rezolucja MCS.48(66), Polski Rejestr Statków, Gdańsk 2016.
19. Orszulok W., Wewiórski S., *Wposażenie pokładowe statku handlowego*, Wydawnictwo Morskie, Gdańsk 1982.
20. PRS, *Przepisy klasyfikacji i budowy statków morskich, część III, Wposażenie kadłubowe*, styczeń 2026, https://prs.pl/wp-content/uploads/mor_c3.pdf.

21. PRS, *Przepisy klasyfikacji i budowy statków morskich*, część VII, *Główne i pomocnicze urządzenia maszynowe i wyposażenie*, styczeń 2026, https://prs.pl/wp-content/uploads/mor_c7.pdf.
22. PRS, *Przepisy nadzoru konwencyjnego statków morskich*, część VI, *Urządzenia dźwignicowe*, styczeń 2026, https://www.prs.pl/uploads/kon_c6.pdf.
23. Puchała K., Puchalski J., Śliwiński A., *Statki poziomego ładowania*, Trademar, Gdynia 2004.
24. Szozda Z., *Stateczność statku morskiego*, Wydawnictwo Naukowe Akademii Morskiej w Szczecinie, Szczecin 2009.
25. Więckiewicz W., *Podstawy pływalności i stateczności statków handlowych*, Wydawnictwo Akademii Morskiej w Gdyni, Gdynia 2006.
26. Więckiewicz W., *Urządzenia pokładowe na statkach towarowych*, Wydawnictwo Akademii Morskiej w Gdyni, Gdynia 2003.
27. Wojtaszczyk B., *Urządzenia przeładunkowe drobnicowców ro-ro i lo-lo*, Wydawnictwo Morskie, Gdańsk 1988.

Źródła internetowe

28. <https://adriawinch.com/products/towing-winchs/> [dostęp: 19.06.2026]
29. <https://chiefengineerlog.com/2022/09/06/what-you-need-to-know-about-vessels-active-fin-stabilizers/> [dostęp: 19.06.2026]
30. <https://conradinum.edu.gdansk.pl/pl/getfile/35180/53657/06.%20Urz%C4%85dzenia%20ko-twiczne.pdf> [dostęp: 19.06.2026]
31. [https://conradinum.edu.gdansk.pl/pl/getfile/35180/53661/11.Pokrywy luków.pdf](https://conradinum.edu.gdansk.pl/pl/getfile/35180/53661/11.Pokrywy%20lukow.pdf) [dostęp: 19.06.2026]
32. <https://diagnoserw.pl/artykuly/uszkodzony-wal.html> [dostęp: 19.06.2026]
33. <https://fena.pl/oferta/sprzegla/wysokopodatne/asm/> [dostęp: 19.06.2026]
34. <https://fincantierimarinesystems.com/wp-content/uploads/2019/03/Fincantieri-Fin-Stabilizers.pdf> [dostęp: 19.06.2026]
35. <https://hyd-winch.en.made-in-china.com/> [dostęp: 19.06.2026]
36. <https://studfiles.net/preview/3211300/> [dostęp: 19.06.2026]
37. <https://swiatokiemmarynarza.pl/statecznosc-statku> [dostęp: 19.06.2026]
38. <https://swzmaritime.nl/news/2013/03/28/port-of-rotterdam-offers-discount-on-shoretension/> [dostęp: 19.06.2026]
39. <https://triseakeeper.com/blog/what-is-a-seakeeper> [dostęp: 19.06.2026]
40. <https://veemmarine.com/gyro-stabilizer/gyro-stabilizers-technology/> [dostęp: 19.06.2026]
41. <https://www.chinasunrises.com/products/single-arm-davit-rescue-boatliferaft/> [dostęp: 19.06.2026]
42. <https://www.damen.com/vessels/tugs/asd-tugs/asd-tug-2813> [dostęp: 19.06.2026]
43. <https://www.global-davit.de/products/winchs/life-saving-winchs/> [dostęp: 19.06.2026]
44. <https://www.goseamarine.com/waterproof-door/> [dostęp: 19.06.2026]
45. https://www.kingseamarine.com/gravity_roller_track_davit_r_type_overhead_h_type_1202.html [dostęp: 19.06.2026]
46. <https://www.marineinsight.com/naval-architecture/what-are-cruise-ship-stabilizers/> [dostęp: 19.06.2026]

47. <https://www.nauticexpo.com/prod/damen-marine-components/product-23779-601534.html> [dostęp: 19.06.2026]
48. <https://www.nauticexpo.com/prod/zhongyuan-ship-machinery-manufacture-group-co/product-200337-584817.html> [dostęp: 19.06.2026]
49. <https://www.robotictomorrow.com/story/2020/07/new-system-reduces-emissions-and-fuel-consumption-ferry-in-london-moors-magnetically/15518/> [dostęp: 19.06.2026]
50. <http://www.seaships.ru/shippower.htm> [dostęp: 19.06.2026]
51. <http://www.stroitelstvo-new.ru/sudostroenie/slesar/valoprovody-i-dvizhiteli.shtml> [dostęp: 19.06.2026]
52. <https://www.trelleborg.com/en/marine-and-infrastructure/products-solutions-and-services/marine/docking-and-mooring/automated-mooring-systems/automoor> [dostęp: 19.06.2026]
53. <https://www.vulkan.com/en/downloads> [dostęp: 19.06.2026]