

# ANALIZA URZĄDZEŃ NAPĘDU GŁÓWNEGO I STEROWANIA

## I. WSTĘP

Rodzaj systemu napędowego i sterowania jest jednym z najistotniejszych czynników decydujących o sprawności i niezawodności statku, a tym samym o bezpieczeństwie jego żeglugi oraz o wpływie jego eksploatacji na degradację środowiska. Stosowane współcześnie systemy są znacznie zróżnicowane zarówno w zakresie rozwiązań konstrukcyjnych jak i możliwych do osiągnięcia parametrów technicznych oraz niezawodności i efektywności działania. Wynika to głównie z odmienności urządzeń i mechanizmów wchodzących w skład wymienionych systemów. Dla ułatwienia podjęcia właściwej decyzji co do wyboru optymalnego systemu poniżej przedstawiono analizę wybranych, ważniejszych urządzeń, a mianowicie:

- pędników, w tym głównie śrub o regulowanym skoku,
- śrubosterów zwanych pędnikami azymutalnymi,
- urządzeń sterowych ze sterem biernym,
- sterów aktywnych w tym głównie sterów strumieniowych,
- łożysk i uszczelnień wałów śrubowych i pośrednich.

## 1. Pędniki główne

Obecnie do napędu głównego statków morskich wykorzystuje się następujące rodzaje pędników:

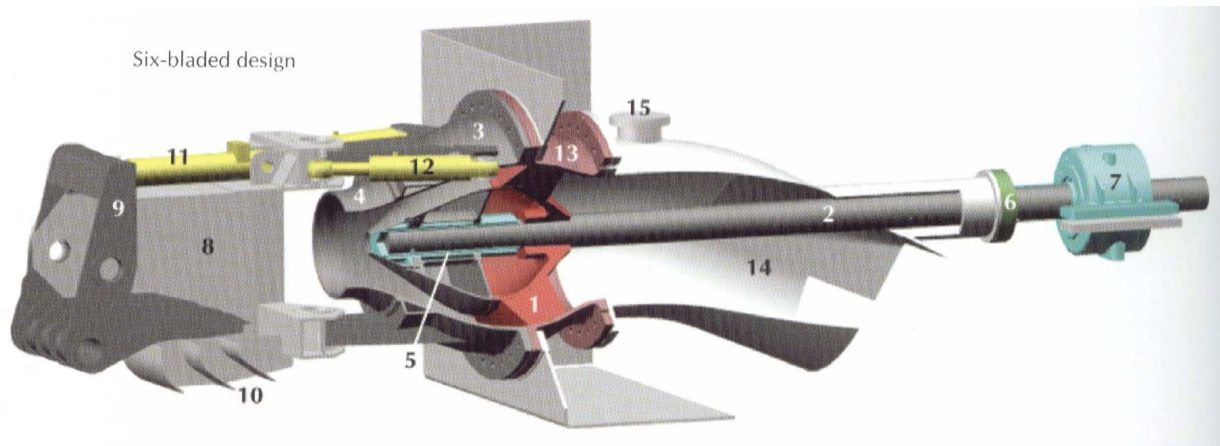
- pompy osiowe śmigłowe, czyli śruby okrętowe,
- pompy ukośne i odśrodkowe,
- pędniki cykloidalne Voith Schneidera

Należy jednak zaznaczyć, że towarowe statki morskie wyposaża się prawie wyłącznie w śruby okrętowe podkavitacyjne. Wynika to z tego, że dla prędkości statków do 40 węzłów napęd z taką śrubą posiada najwyższą sprawność przy stosunkowo prostym i rozpowszechnionym rozwiązaniu konstrukcyjnym.

Inne pompy w tym ukośne i odśrodkowe stosuje się zwykle do napędów strumieniowych jednostek specjalnych lub bardzo szybkich.

W pierwszym przypadku chodzi np. o jednostki poruszające się po wodach płytkich i zarośniętych. Wyposażone w conajmniej dwie pompy odśrodkowe ze sterowanym kierunkiem wylotu wody pełnią doskonale funkcje zarówno napędu jak i sterowania statkiem.

W drugim przypadku, tzn. do jednostek bardzo szybkich stosuje się zazwyczaj pompy ukośne ( ale również pompy osiowe). Napędy takie, omówione szerzej w pracy [11], pozwalają obecnie osiągać prędkości statków do ok. 80 węzłów. Jedno z rozwiązań konstrukcyjnych napędu z pompą diagonalną pokazano na rys.1.



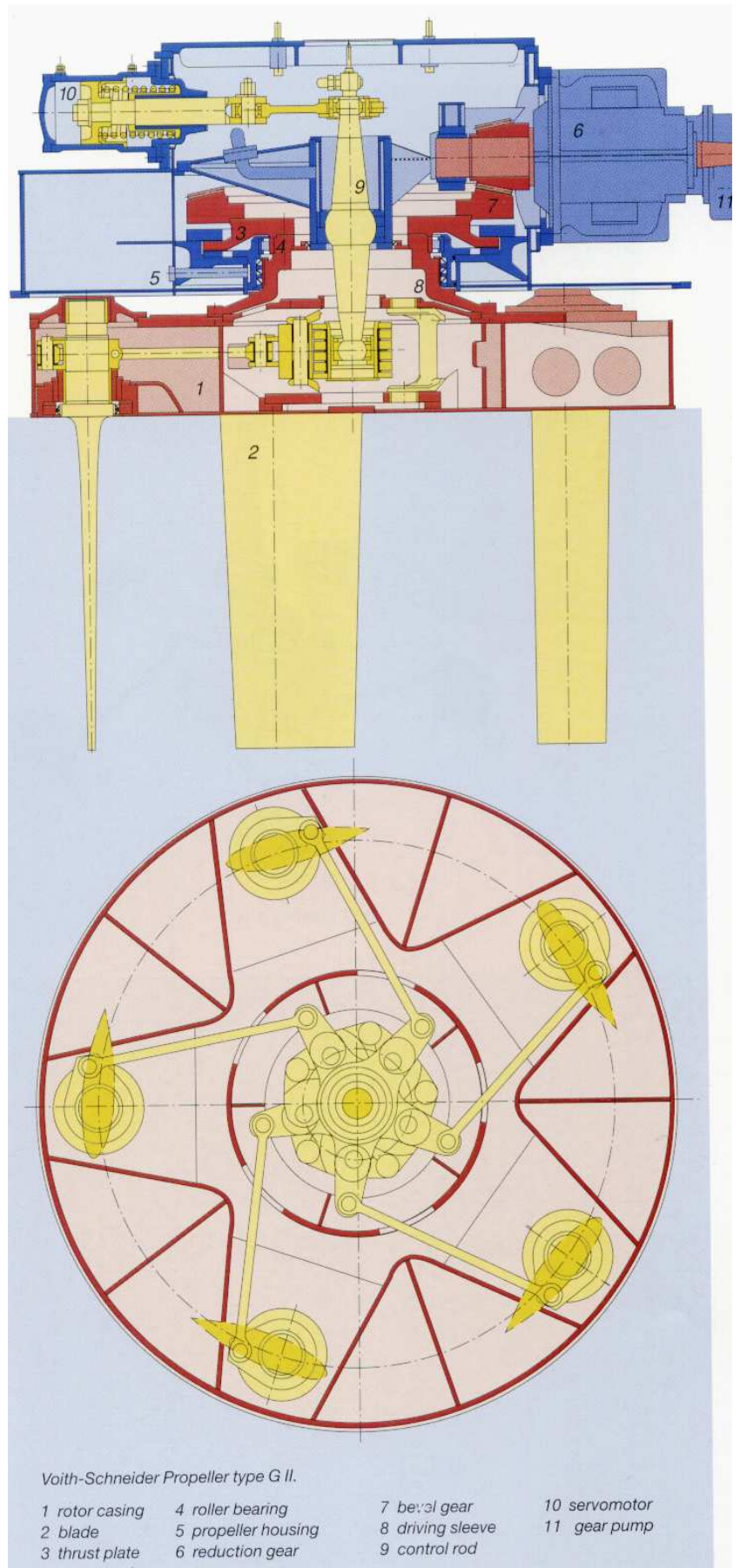
Rys. 1. Poglądowo przedstawione rozwiązanie konstrukcyjne z oznaczeniem podstawowych zespołów: 1 – wirnik (zasadnicza część pompy diagonalnej), 2 – wał napędowy, 3 – korpus, 4 – dysza, 5 – łożysko poprzeczne, 6 – uszczelnienie, 7 – zespół łożyska prowadzącego i oporowego, 8 – deflektor sterujący, 9 – klapa biegu wstecz, 10 – kanały prowadzące „biegu wstecz”, 11- siłownik sterujący klapą „biegu wstecz”, 12 – siłowniki sterujące ruchami deflektora, 13 – pierścień gniazda wirnika, 15 – kanał dolotowy (ssący), 15 – otwór inspekcyjny.

Pędniki cykloidalne Voith Schneidera stosowane są obecnie w zasadzie tylko na niewielkich jednostkach o bardzo wysokich wymaganiach co do precyzji żeglugi, takich jak:

- holowniki,
- statki ratownicze,
- statki przeciwpożarowe,
- statki wycieczkowe,
- dźwigi pływające,
- inne statki do prac podwodnych i nawodnych, wymagające precyzyjnego pozycjonowania.

Pomimo niewątpliwych zalet, zwłaszcza jeśli chodzi o sterowność, napędy te praktycznie nie znalazły zastosowania na morskich statkach towarowych z uwagi na dużą złożoność konstrukcji, konieczność zwiększenia wysokości części podwodnej statku, a także wysoki koszt i znaczne gabaryty.

Uwzględniając powyższe oraz przeznaczenie i przewidywaną prędkość statków można powiedzieć, że do ich napędu głównego powinny być zastosowane typowe śruby okrętowe podkavitacyjne. Pozwala to ograniczyć znacznie zakres dalszej analizy do tego typu pędników.



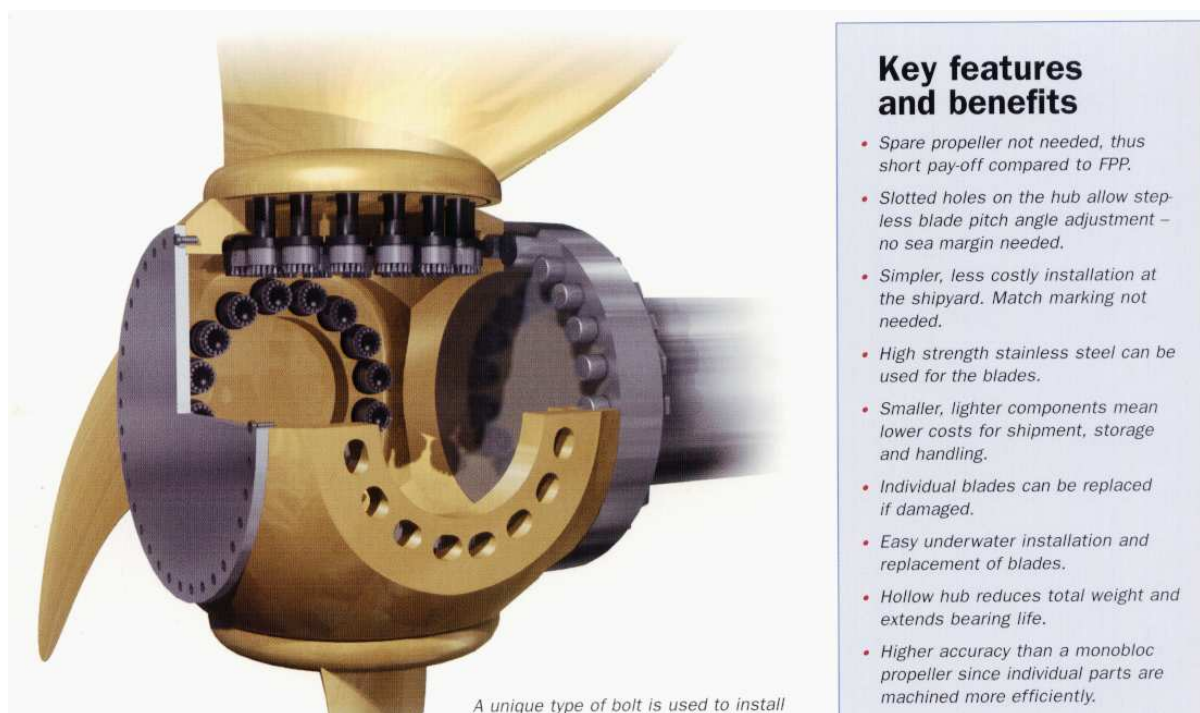
Rys. 2. Rozwiązanie konstrukcyjne pędnika cykloidalnego Voith Schneidera

## II. ŚRUBY OKRĘTOWE

Współczesne śruby okrętowe można podzielić pod względem konstrukcyjnym na dwa zasadnicze rodzaje:

- o skoku stałym,
- nastawne o skoku regulowanym podczas pracy śruby.

Śruby o skoku stałym są najczęściej stosowanym pędnikiem okrętowym. Zawdzięczają to wysokiej sprawności oraz prostocie i niezawodności. Wykonywane są z reguły jako jednolite odlewy z wieloskładnikowych brązów o dużej wytrzymałości. Duże śruby wykonuje się także jako składane z oddzielnie wykonanych skrzydeł i piasty łączonych następnie śrubami tak, jak to pokazano na rys. 3.. Takie rozwiązanie znacznie ułatwia technologię wykonania oraz montażu i remontu. Umożliwia też stosunkowo prostą wymianę uszkodzonego skrzydła śruby.



Rys. 3. Śruba okrętowa składana o skoku stałym firmy KAMEWA

Obecnie jednak nie śruby stałe, ale nastawne, pomimo większej złożoności konstrukcji i ceny, są coraz częściej stosowane. Ich produkcja i udział w nowobudowanych statkach systematycznie, jak dotąd, rośnie. Wynika to z ich zalet, spośród których wymienić można następujące:

- a) możliwość wykorzystania całej mocy dyspozycyjnej w każdych, nawet zupełnie różnych warunkach pływania, kiedy to opór statku, na skutek zmian załadowania i warunków pogodowych może się zmieniać do 50 % wartości projektowej,

- b) lepsze spełnienie odmiennych wymagań stawianych jednostkom holującym (holowniki, trawlerzy połowowe, trałowce), a mianowicie:
- możliwie największego uciążu podczas holowania,
  - możliwie największej prędkości w warunkach pływania swobodnego
- c) możliwość utrzymania stałej prędkości obrotowej silnika przy zmiennej prędkości statku i w różnych warunkach pływania, co jest bardzo istotne dla statków z prądnicami i pompami wałowymi,
- d) możliwość szybkiej zmiany kierunku działania siły naporu bez konieczności zmiany kierunku obrotów wału śrubowego, co wiąże się z szeregiem dodatkowych zalet, a mianowicie:
- pozwala stosować prostsze, tańsze i bardziej niezawodne silniki nienawrotne
  - znacznie skraca całkowity czas przesterowania śruby z „całej naprzód” na „całą wstecz” od równorzędnego manewru rewesu silnika,
  - umożliwia ponad dwukrotne skrócenie drogi i czasu hamowania statku,
  - wydłuża żywotność silnika przez eliminację znacznej liczby zatrzymań i uruchomień podczas manewrów np. w portach, przy czym manewry te mogą odbywać się przy bardzo małych prędkościach statku, rzędu 0.5 – 1 m/s, podczas, gdy w napędach ze śrubą stałą z uwagi na ograniczoną od dołu prędkość obrotową silnika stabilna prędkość statku wynosi 2 – 3 m/s,
- e) możliwość automatyzacji i zdalnego sterowania instalacjami śrub nastawnych i całego układu napędowego, a co za tym idzie zmniejszenie załogi ( bez-wachtowa praca siłowni), lepsze zabezpieczenie silnika przed przeciążeniem, wzrost bezpieczeństwa żeglugi, mniejsze zużycie paliwa,
- f) zmniejszenie naprężeń skręcających w linii wałów w porównaniu do układów napędowych ze śrubą stałą, w których podczas zmiany kierunku obrotów dochodzi do prawie dwukrotnego przekroczenia momentu nominalnego,
- g) uproszczenie napędu w siłowniach z turbiną parową dzięki rezygnacji z turbiny biegu wstecz.

Śruby nastawne posiadają też pewne wady, z których najważniejsze to:

- a) sprawność hydrodynamiczna śruby nastawnej jest o około 3% mniejsza od śruby stałej głównie ze względu na większą średnicę piasty, co nie oznacza jednak zmniejszenia całkowitej sprawności napędu statku w określonym okresie eksploatacji w różnych warunkach pływania,

- b) większa złożoność konstrukcji, a przez to mniejsza niezawodność systemu,
- c) większe koszty inwestycyjne i eksploatacyjne oraz wymagane wyższe kwalifikacje personelu obsługującego,
- d) większa podatność na kawitację u nasady skrzydła (przy piaście) z uwagi na ograniczoną jego szerokość, a przez to zwiększoną grubość w tym rejonie.
- e) możliwość wycieku oleju z piasty śruby do morza, w przypadku uderzenia skrzydła o przeszkodę.

## **II.1. PODZIAŁ ŚRUB NASTAWNYCH**

Podział śrub nastawnych wynika głównie z wielkości przenoszonej mocy, z odmienności rozwiązań konstrukcyjnych mechanizmów zmiany skoku oraz układów ich napędu i sterowania, a także z lokalizacji poszczególnych ich podzespołów. I tak przykładowo można podzielić śruby nastawne w zależności od:

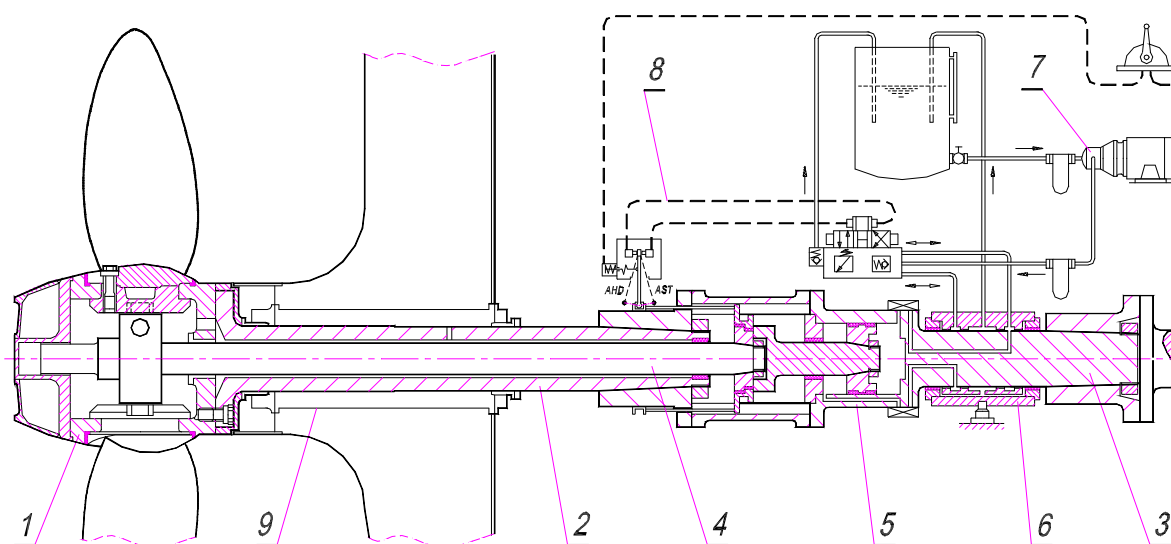
- ◆ rodzaju zastosowanej w mechanizmie przekładni na:
  - z przekładnią mechaniczną – obecnie rzadko stosowane, jedynie na zupełnie małych jednostkach – wykonuje je duńska firma HUNDESTED,
  - z przekładnią hydrostatyczną – powszechnie stosowane.
- ◆ lokalizacji siłownika hydraulicznego na:
  - z siłownikiem na zewnątrz wału w układzie nie obracającym się – małe śruby produkowane wcześniej przez firmę LIPS SCHELDE, a obecnie przez firmę KAMEWA,
  - z siłownikiem w układzie wirującym z wałem – w linii wałów – stosowane powszechnie dla małych jednostek,
  - z siłownikiem w piaście śruby umieszczonym:
    - w tylnej części piasty – do niedawna najbardziej rozpowszechnione,
    - w przedniej części piasty – rzadko stosowane,
    - w płaszczyźnie skrzydeł – obecnie coraz częściej stosowane.
- ◆ na rodzaj układu sterowania hydraulicznego:
  - z pompą o stałej wydajności w układzie stacjonarnym i rozdzielaczem umieszczonym:
    - również w układzie stacjonarnym – większość współczesnych śrub,
    - w osi tłoka siłownika w piaście śruby – KAMEWA, STONE VICKERS,



- z pompą o zmiennej wydajności w układzie stacjonarnym – BERG, niegdyś ESCHER WYSS,
- z pompą o stałej wydajności w układzie obrotowym umieszczoną:
  - wewnątrz wału pośredniego – BUSHIP,
  - na kołnierzu łączącym wały – STONE MANGANESE MARINE,

## II.2. ANALIZA TECHNICZNA STOSOWANYCH ŚRUB NASTAWNYCH

Rodzaj mechanizmu zmiany skoku śruby zależy przede wszystkim od jej mocy, a tym samym i wielkości. Obecnie, praktycznie wszystkie śruby nastawne o mocy powyżej 600kW wykonuje się z przekładnią hydrostatyczną. Siłownik hydrauliczny, poza nielicznymi małymi śrubami, umieszcza się w układzie obracającym się w linii wału. W przypadku śrub małych o mocy do kilku tysięcy kW jest on lokalizowany wewnątrz kadłuba statku z reguły między wałem śrubowym a pośrednim. Takie położenie siłownika pozwala stosować stosunkowo dużą średnicę cylindra, dzięki czemu ciśnienia robocze oleju mogą być niskie i na ogół nie przekraczają 3 MPa. Tłok siłownika połączony jest z mechanizmem obrotu skrzydeł śruby drągiem nastawczym znajdującym się w osiowym wydrążeniu wału śrubowego.

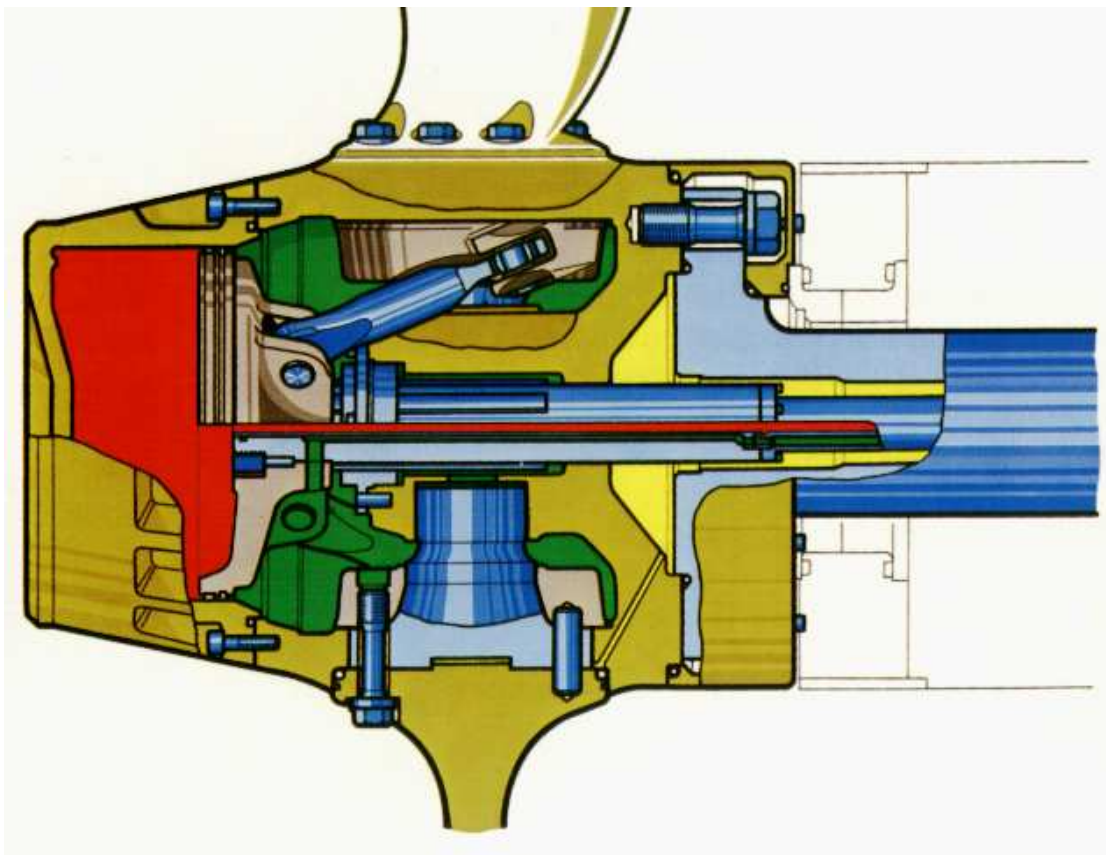


Rys.4. Śruba nastawna firmy Lips z siłownikiem w linii wału [16].

Oznaczenia: 1- śruba nastawna, 2 - /wał śrubowy, 3 – wał pośredni, 4 – drąg nastawczy, 4 – siłownik hydrauliczny, 6 – promieniowe uszczelnienie ślizgowe, 7 – układ zasilania hydraulicznego, 8 – układ zdalnego sterowania skokiem śruby.

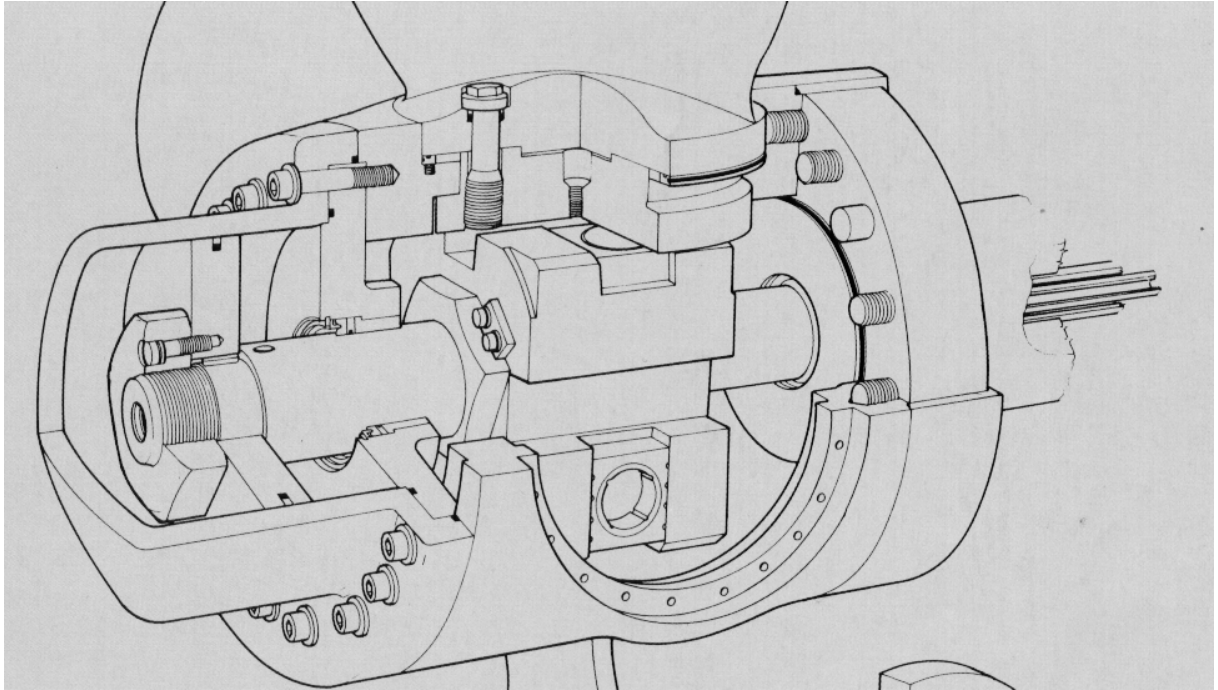
W większych śrubach rozwiązanie takie zaczyna sprawiać trudności z zapewnieniem odpowiedniej dokładności sterowania wskutek deformacji termosprężystych stosunkowo długiego drąga nastawczego przenoszącego znaczne obciążenia osiowe. Z tego względu siłowniki muszą być umieszczane w piaście śruby, co z kolei rodzi nowe problemy. Wiąże się to bowiem z koniecznością zwiększenia wymiarów i ciężaru piasty lub znacznego podniesienia wartości ciśnienia roboczego oleju. Oba wymienione sposoby niosą ze sobą pewne niekorzystne konsekwencje.

Pierwszy sposób powoduje spadek sprawności hydrodynamicznej śruby oraz wzrost obciążeń wału śrubowego i jego łożysk. Jednak ze względu na poważniejsze problemy związane z podnoszeniem ciśnienia roboczego był (do niedawna powszechnie) i jest stosowany. Siłownik umieszczany jest z reguły w tylnej części śruby, często w kołpaku piasty. Ułatwia to dostęp do niego podczas przeglądów i wymiany uszczelnień, a ponadto umożliwia zastosowanie tłoka o relatywnie dużej średnicy, co pozwala zachować nadal stosunkowo niskie ciśnienia oleju. Przykłady takich rozwiązań śrub nastawnych pokazano na rys. 5 i rys.6.



Rys. 5. Rysunek poglądowy śruby nastawnej firmy Escher-Wyss (obecnie Sulzer-Hydro)





Rys.6. Śruba nastawna firmy Berg

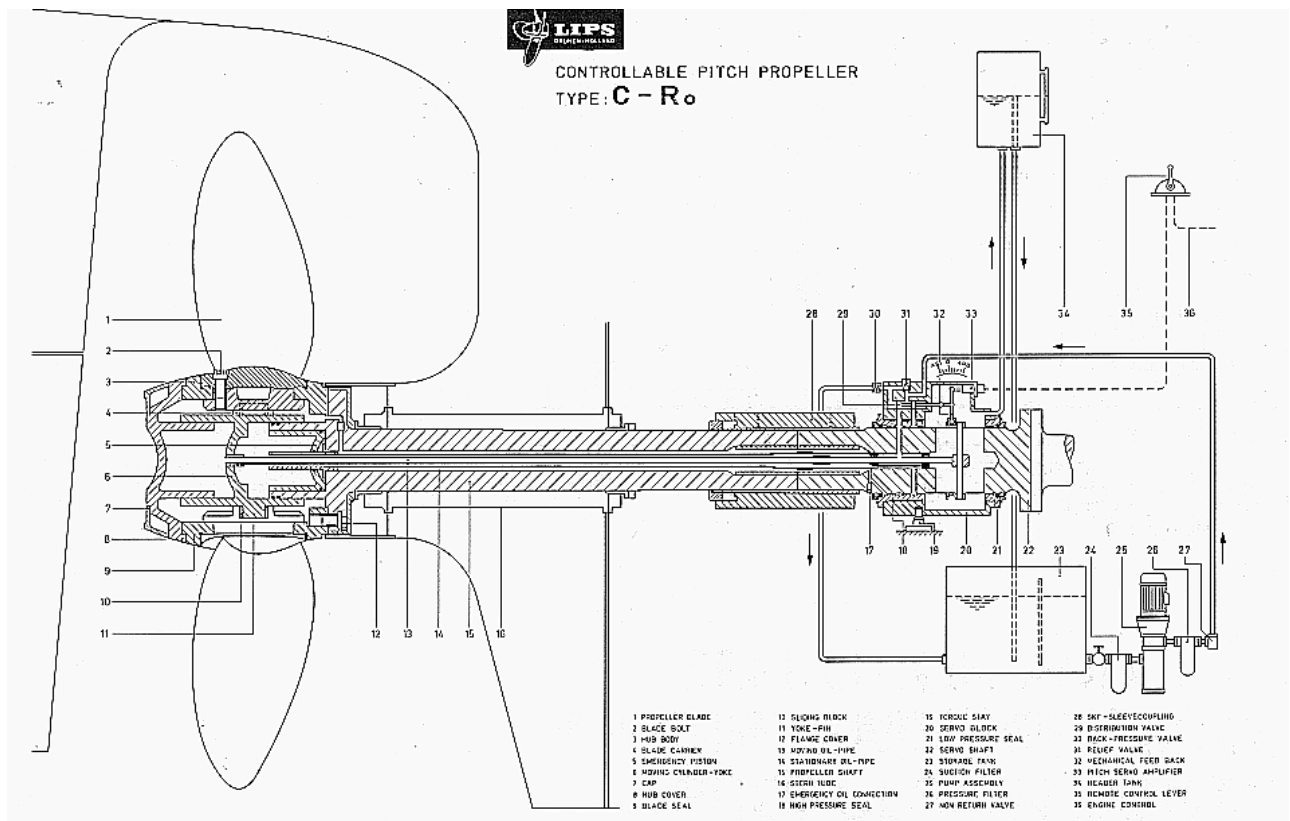
Wybór tych przykładowych rozwiązań nie był przypadkowy. Ukazują one bowiem odmienne mechanizmy obrotu skrzydeł oraz dwa charakterystyczne sposoby łożyskowania skrzydeł, co zostanie omówione w dalszej części opracowania.

Podniesienie wartości ciśnienia roboczego oleju umożliwia zmniejszenie średnicy siłownika, a co za tym idzie także ciężaru i średnicy piasty. Przy ciśnieniach roboczych powyżej 10 MPa wymagana średnica tłoka siłownika jest już na tyle mała, że siłownik ten można umieścić w płaszczyźnie skrzydeł, tak jak w rozwiązaniach pokazanych na rys 7.

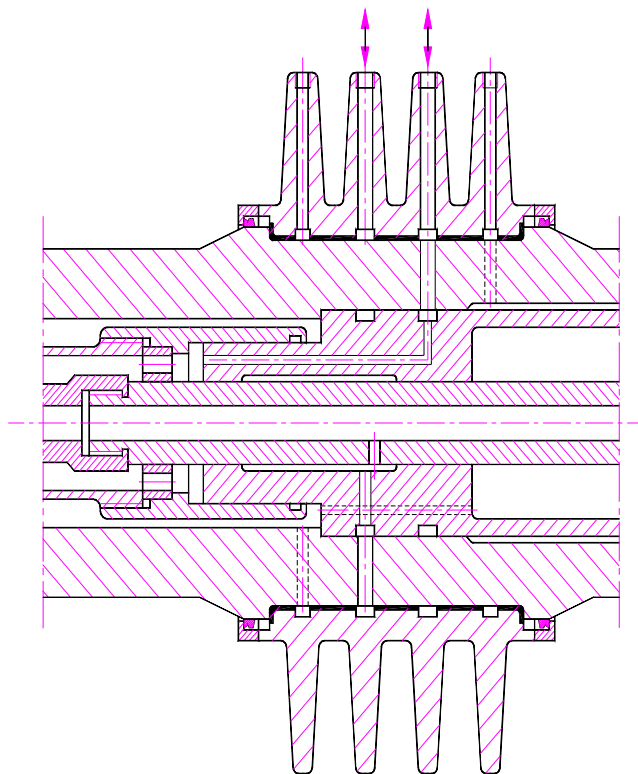
Pozwala to na radykalne uproszczenie konstrukcji piasty, zmniejszenie liczby elementów oraz jej wymiarów i ciężaru przy jednoczesnym zwiększeniu sprawności. Te niewątpliwe zalety wynikające ze stosowania wyższych ciśnień roboczych nie spowodowały jednak szybkiego wzrostu zastosowań takich nowoczesnych śrub i zaniechania układów niskociśnieniowych. Przyczyną tego były trudności z doprowadzeniem oleju pod odpowiednio wysokim ciśnieniem z układu stacjonarnego do wnętrza obracającego się wału śrubowego. W niewielkich i mało-obciążonych śrubach wykorzystywano do tego celu bardzo proste i w miarę skuteczne promieniowe uszczelnienia ślizgowe.

Jednak ze wzrostem wielkości i obciążenia śruby uszczelnienia te wskutek deformacji termosprężystych gwałtownie tracą skuteczność działania. Żeby zmniejszyć te deformacje

niektóre firmy usztywniały korpusy swoich uszczelnień potężnymi obwodowymi żebrami. Przykładem tego jest przedstawiona na rys. 8 konstrukcja uszczelnienia firmy Escher-Wyss.



Rys.7. Rysunek poglądowy instalacji śruby nastawnej typu C-Ro firmy LIPS

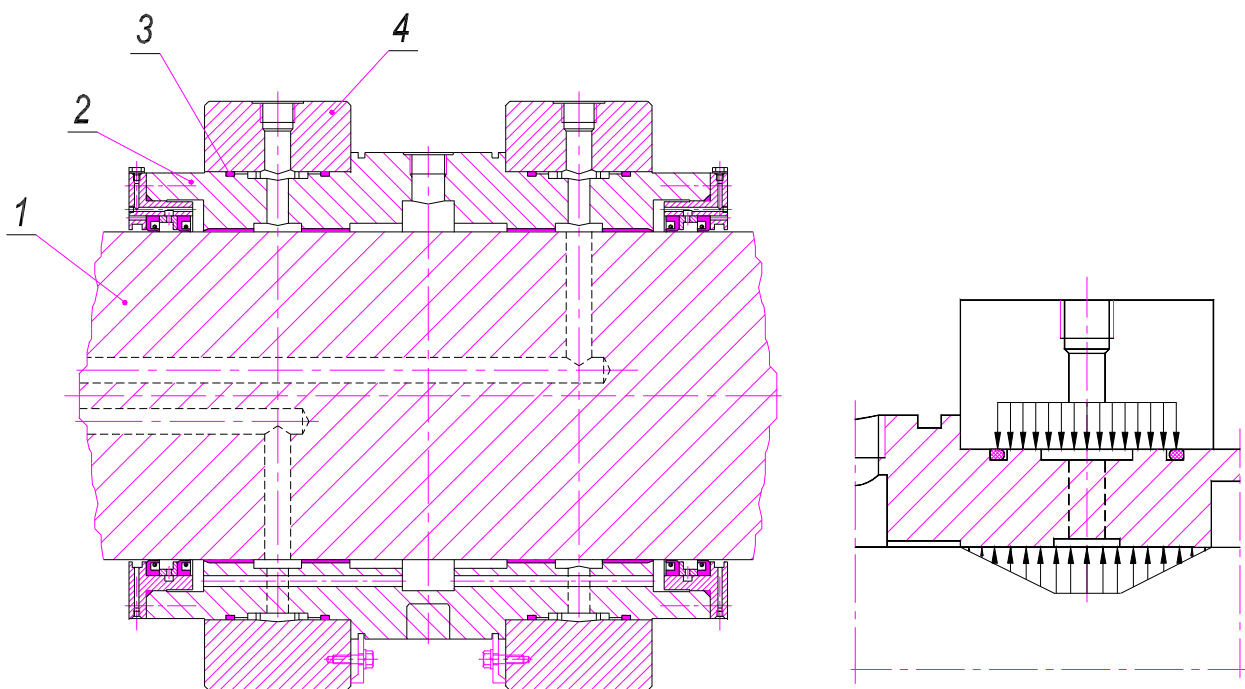


Rys.8. Uszczelnienie promieniowe firmy Escher-Wyss [12].

Wadami tego uszczelnienia są duże wymiary i ciężar oraz mała skuteczność przy wyższych ciśnieniach i większych średnicach wału. Problem pozostał nadal nie rozwiązany i był na tyle poważny, że zmusił producentów do poważnego zajęcia się tym zagadnieniem. Długotrwałe prace projektowo-badawcze prowadzone zarówno przez większych producentów jak i niektóre ośrodki naukowo-badawcze zaowocowały powstaniem szeregu oryginalnych rozwiązań nie tylko

samych uszczelnień, ale także zależnych od nich mechanizmów regulacji, a i całych śrub. Warto wymienić ciekawsze spośród nich, które doczekały się realizacji i tak:

A. Promieniowe uszczelnienia ślizgowe typu odciążonego, przedstawione na rys.9, opracowane i opatentowane przez firmę LIPS [14]. W uszczelnieniach tych poprzez oddziaływanie ciśnienia oleju zasilającego na część zewnętrznej powierzchni walcowej panwi starano się w możliwie najwyższym stopniu zredukować jej deformacje sprężyste odpowiedzialne za gwałtowną utratę skuteczności działania ze wzrostem ciśnienia roboczego oleju. Sądzono, że uszczelnienie to rozwiąże problem doprowadzenia oleju do wirującego wału i umożliwi stosowanie ciśnienia roboczego oleju do 14 MPa. Pozwoliłoby to uprościć oraz uczynić lżejszymi i mniejszymi, a przez to także tańszymi nie tylko piastę śruby, ale także mechanizm regulacji i cały układ hydrauliczny. Problem nie został jednak do końca rozwiązany. Nadal wzrost ciśnienia roboczego sprawiał kłopot. Zdarzały się nawet przypadki zacierania się uszczelnienia na wale.



Rys. 9. Promieniowe uszczelnienie ślizgowe typu odciążonego firmy LIPS

Sytuacja ta skłoniła Zakłady Mechaniczne ZAMECH w Elblągu do zlecenia Instytutowi Okrętowemu Politechniki Gdańskiej zajęcie się tym zagadnieniem. W wyniku wieloletnich prac badawczych wykryto niekorzystne zjawiska dynamiczne występujące w stosowanych uszczelnieniach i będące przyczyną ich złej pracy [3], a następnie, na drodze pewnych zmian konstrukcyjnych, doprowadzono do wyeliminowania tych zjawisk i zapewnienia

bardzo korzystnej pracy w całym realnym zakresie 12 – warunków eksploatacyjnych [4], [5], [9] i [10]. Tak korzystne wyniki badań doprowadziły do stosowania obecnie tych uszczelnień przez praktycznie wszystkich czołowych producentów śrub nastawnych, co tym samym przyczyniło się do upodobnienia się ich rozwiązań konstrukcyjnych.

- B. Wysokociśnieniowe uszczelnienie czołowe opracowane przez firmę KAMEWA, a przeznaczone do śrub nastawnych typu S2 z siłownikiem o stosunkowo małej średnicy, umieszczonym w płaszczyźnie skrzydeł [12]. Cechą charakterystyczną mechanizmów zmiany skoku tej firmy było umieszczanie głównego rozdzielacza suwakowego w układzie obrotowym, wewnątrz tłoka siłownika. Umożliwia to zastosowanie tylko jednego uszczelnienia wysokociśnieniowego, ale wymaga za to zastosowania dodatkowego serwomechanizmu w układzie stacjonarnym do precyzyjnego sterowania suwakiem rozdzielacza. Analiza teoretyczna konstrukcji tego rodzaju uszczelnień pozwala stwierdzić, że są one bardziej złożone od uszczelnień promieniowych, wymagają droższych materiałów i technologii, pracują na granicy tarcia mieszanego, przez co szybciej się zużywają, a przy tym są bardziej wrażliwe na warunki pracy. Prawdopodobnie zastosowane uszczelnienie czołowe nie pracowało zadawalająco, ponieważ firma dość szybko zrezygnowała z niego i śrub z wysokim ciśnieniem roboczym oleju. Dopiero ostatnio powróciła do nich, ale przy zastosowaniu nowych uszczelnień promieniowych typu odciążonego i z rozdzielaczem w układzie stacjonarnym.
- C. Mechanizm z główną pompą olejową umieszczoną wewnątrz wału pośredniego i napędzaną z umieszczonego współosiowo z wałem, ale w układzie stacjonarnym, koła zębatego o uzębieniu wewnętrznym [2]. Opracowany przez firmę BUSHIP w okresie, kiedy praca uszczelnień na wprowadzaniu oleju pod wysokim ciśnieniem do obracającego się wału nie była zadawalająca. Olej z pompy głównej przepływa rurociągiem wewnątrz wału do rozdzielacza suwakowego umieszczonego w piaście śruby, a następnie do siłowników o przesuwym tłoku i cylindrze, z których każdy napędza oddzielne skrzydło. Rozwiązanie to umożliwia stosowanie wysokiego ciśnienia roboczego oleju do 21. MPa, ale jest stosunkowo złożone, a przez to drogie i bardziej zawodne.
- D. Mechanizm z pompami olejowymi umieszczonymi na czołowej powierzchni kołnierza wału pośredniego [14]. Opracowany i opatentowany przez firmę STONE MANGANESE MARINE. Rozwiązanie to porównywalne do pewnego stopnia z poprzednio przedstawionym jest od niego nieco prostsze i tańsze oraz umożliwia lepszy dostęp do pomp. Niemniej jednak nie jest w stanie konkurować z mechanizmem z promieniowym

uszczelnieniem ślizgowym nowej generacji. Jest od niego znacznie droższe i bardziej złożone z dużą ilością ruchomych elementów w układzie wirującym, co zwiększa prawdopodobieństwo wystąpienia kłopotliwych awarii, wymagających zatrzymania silnika głównego.

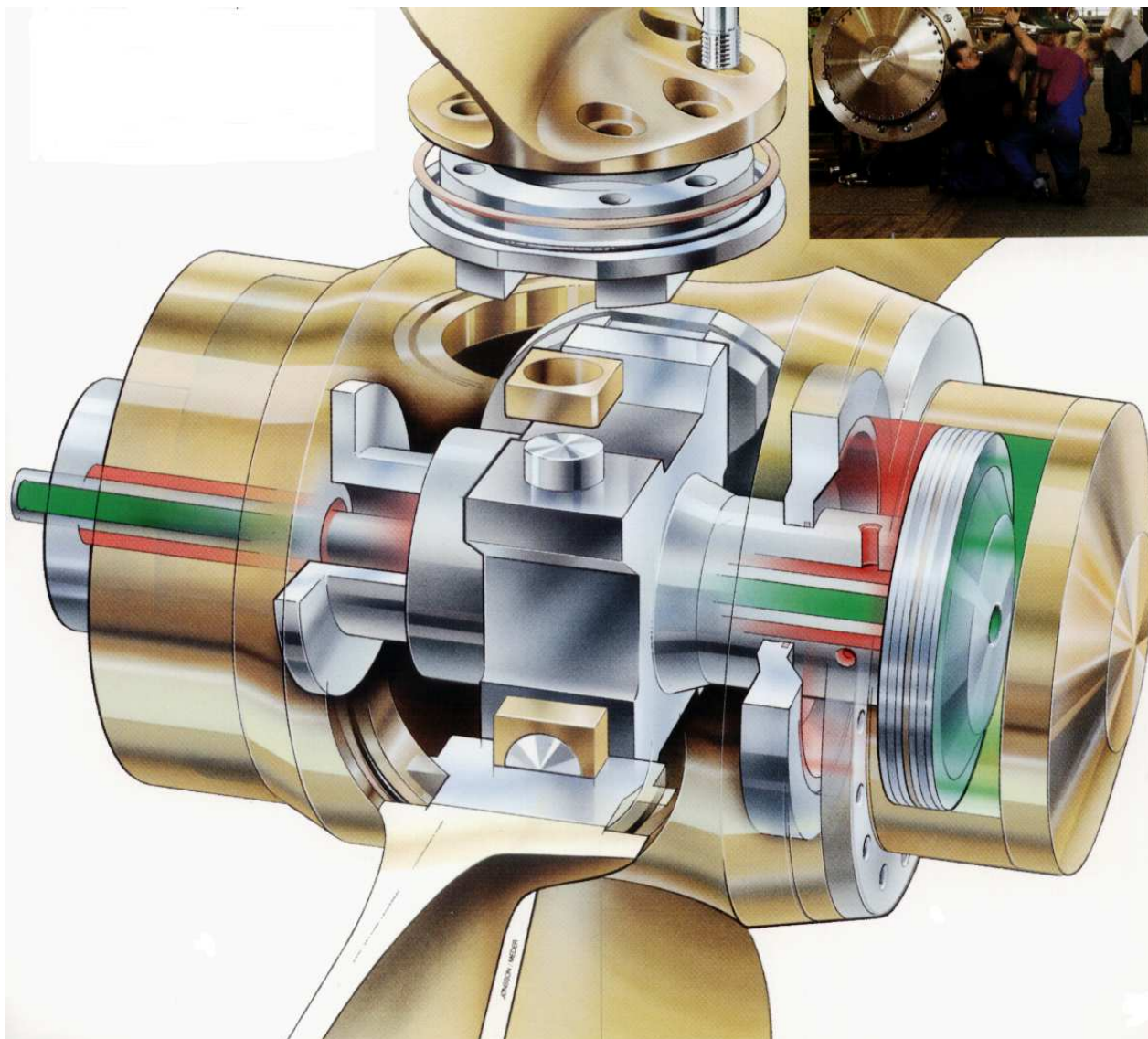
Ruch posuwisto – zwrotny tłoka siłownika musi być zamieniony na ruch obrotowy skrzydeł śruby. Obecnie stosuje się praktycznie tylko trzy rodzaje mechanizmów obrotu skrzydeł, a mianowicie:

- kulisowy z czopem w podstawie skrzydła,
- kulisowy z czopem w przesuwym osiowo wozdżiku
- korbowy

Mechanizm kulisowy z czopem w podstawie skrzydła zastosowany w śrubie przedstawionej na rys.6. jest bardzo prosty i najkorzystniejszy dla typowych śrub nastawnych, dla których największe siły nastawcze występują w pobliżu zerowego położenia skoku. Dla takiego położenia skrzydła umożliwia on wykorzystanie prawie pełnego promienia wykorbienia czopa w wytwarzaniu momentu niezbędnego do przesterowania skrzydła. Dzięki tym zaletom mechanizm ten jest najczęściej stosowany we współczesnych śrubach nastawnych.

Mechanizm kulisowy z czopem w wozdżiku, wykorzystany w rozwiązaniu pokazanym na rys.10, jest również prosty. Jego cechą charakterystyczną jest rosnaćy, z kątem obrotu skrzydła, moment sterujący na skrzydle. Cecha ta może być cenną zaletą w niektórych rozwiązaniach konstrukcyjnych śrub, zwłaszcza o wydłużonym, mocno niesymetrycznym skoku i dlatego mechanizmy te są ciągle stosowane.

Mechanizm korbowy, widoczny na rys.5, jest najstarszym rodzajem mechanizmu obrotu skrzydeł. Jest bardziej złożony od kulisowych. Stosowany jest w śrubach ze skrzydłami łożyskowanymi klasycznie to znaczy w dwóch łożyskach, z których jedno jest poprzecznym a drugie poprzeczno-wzdłużnym. Ponadto stosowany jest także w śrubach o dużym kącie obrotu skrzydeł, a więc na statkach z napędem wielośrubowym i na żaglowcach, gdzie wymagana jest możliwość ustawienia skrzydeł w „chorągiewkę” to znaczy równolegle do płaszczyzny symetrii statku.



Rys.10. Śruba nastawna firmy MAN B&W z kulisowym mechanizmem obrotu skrzydła i czopem w wodziku przesuwającym

Rodzaj mechanizmu obrotu skrzydeł oraz wysokość ciśnienia roboczego oleju zależą do pewnego stopnia od sposobu łożyskowania skrzydeł. W pracy [1] przedstawiono szereg rozwiązań tego łożyskowania, także z zastosowaniem łożysk tocznych. Należy jednak zaznaczyć, że obecnie stosuje się praktycznie tylko dwa sposoby łożyskowania z wykorzystaniem wyłącznie łożysk ślizgowych. Oba te sposoby: klasyczny i kołnierzowy widoczne są w rozwiązaniach śrub przedstawionych na rys. 5 i 6. Sposób klasyczny, jak łatwo zauważyć, jest bardziej złożony, wymaga stosowania korbowego mechanizmu obrotu skrzydeł i zajmuje więcej miejsca, co uniemożliwia umieszczenie siłownika w płaszczyźnie skrzydeł i związane z tym uproszczenie konstrukcji piasty oraz zmniejszenie jej wymiarów i ciężaru.



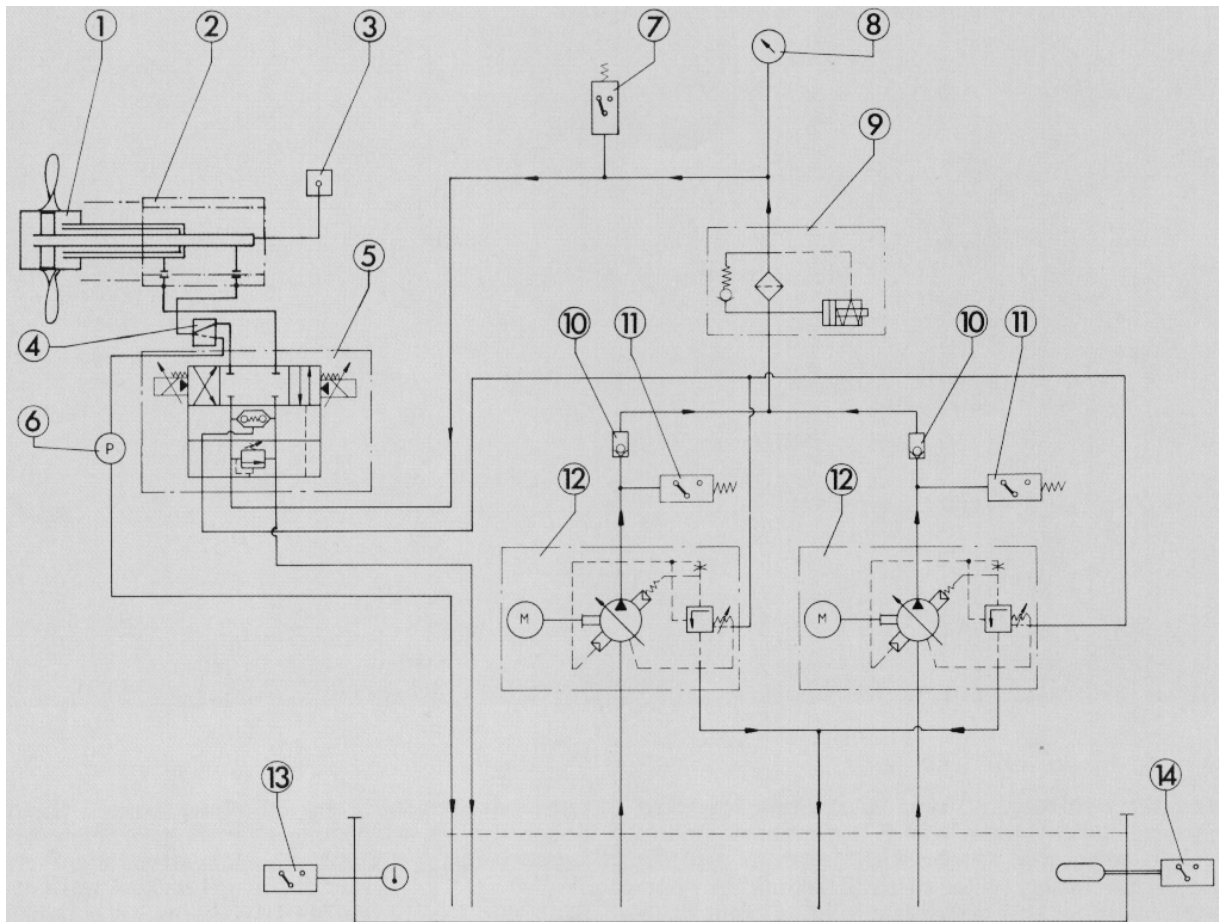
Ponadto na podstawie porównawczej analizy obciążeń obu sposobów łożyskowania trzeba zaznaczyć, że siły występujące w łożysku kołnierзовym są mniejsze, chociaż kierunek ich działania jest mniej korzystny z punktu widzenia wytrzymałości piasty. Niemniej jednak dobre własności wytrzymałościowe materiałów stosowanych na śruby okrętowe oraz coraz lepsze możliwości obliczania obciążeń i naprężeń w elementach śrub już na etapie ich projektowania czynią ten ostatni czynnik mniej istotnym. To tłumaczy, dlaczego łożyska kołnierзовe stosowane są obecnie przez wszystkich większych producentów śrub nastawnych. Trzeba jednak zaznaczyć, że w przypadku śrub nietypowych np. sześć- lub siedmioskrzydłowych łożyskowanie klasyczne jest korzystniejsze [11].

Dla zapewnienia bezawaryjnej długotrwałej pracy omawianych łożysk skrzydeł i mechanizmów ich obrotu niezbędne jest odpowiednie ich smarowanie. We współczesnych śrubach nastawnych z siłownikiem w piście smarowanie to realizuje się przez wypełnienie piasty śruby olejem pod ciśnieniem nieznacznie przekraczającym ciśnienie hydrostatyczne wody na zewnątrz śruby w najniekorzystniejszych warunkach pływania. Tę nadwyżkę ciśnienia oleju realizuje się w prosty sposób poprzez stałe połączenie wnętrza wału i piasty z niewielkim zbiornikiem oleju umieszczonym na odpowiedniej wysokości wewnątrz statku.

Taki układ smarowania niesie ze sobą pewne zagrożenia dla środowiska w przypadku wycieku oleju do wody. Najbardziej prawdopodobnym miejscem pojawienia się nieszczelności oleju jest łożysko skrzydła. Z tego względu musi być ono starannie uszczelnione tak by pomimo wzajemnego poślizgu powierzchni stopy skrzydła i piasty zapewnione było szczelne odcięcie wnętrza piasty od wody. Na przestrzeni kilkudziesięciu lat powstało szereg rozwiązań uszczelnień skrzydeł od bardzo złożonych, mechanicznych uszczelnień czołowych, poprzez prostsze z różnego rodzaju elastycznymi pierścieniami kształtowymi, po bardzo proste z elastycznymi pierścieniami typu „O”. Te ostatnie dzięki dużej elastyczności i odporności na działanie różnych czynników chemicznych okazały się bardzo skuteczne i wygodne ze względu na małe wymiary poprzeczne, łatwość wymiany i bardzo niski koszt. To zadecydowało o ich powszechnym zastosowaniu w nowych konstrukcjach śrub.

Istotny wpływ na rozwiązanie konstrukcyjne śruby ma rodzaj głównej pompy olejowej oraz jej lokalizacja. Zgodnie z tym, co wcześniej przedstawiono obecnie pompy olejowe umieszcza się w układzie stacjonarnym, przy czym są to z reguły pompy o stałym wydatku, chociaż firma Berg wyposaża swoje, stosunkowo niewielkie, śruby w podwójny układ pomp o zmiennym wydatku, pokazany na rys. 11 i omówiony w pracy [10].

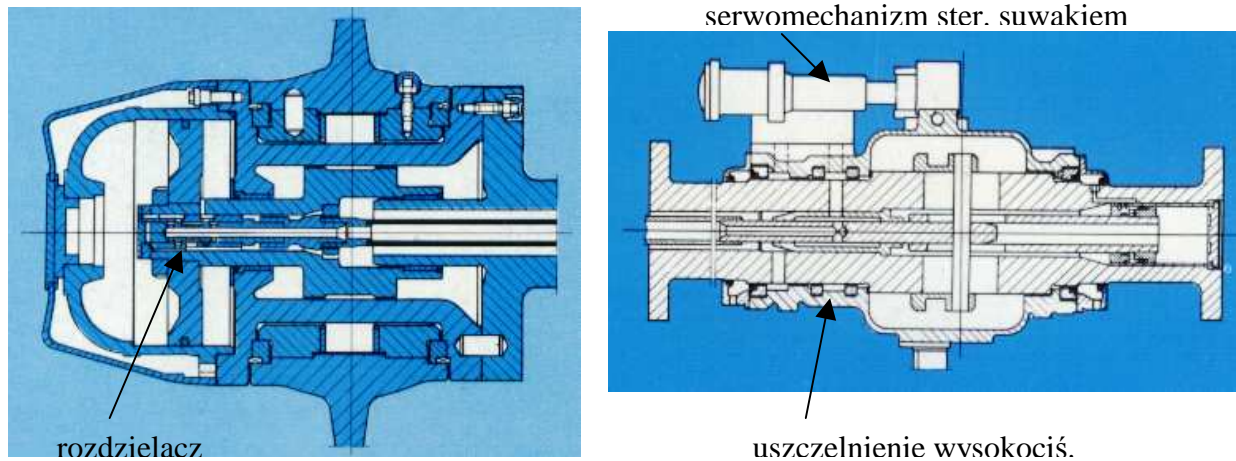
Są to jednak pompy o stałym kierunku tłoczenia wyposażone w regulatory stałego ciśnienia, dzięki czemu wydatek ich dostosowany jest do aktualnego zapotrzebowania. Umożliwiło to wykorzystanie, do sterowania skokiem śruby, rozdzielacza proporcjonalnego, przy w miarę oszczędnym działaniu układu w okresach między kolejnymi manewrami, kiedy przepływ oleju przez rozdzielacz jest silnie zdławiony.



Rys. 11. Schemat ideowy układu napędu i sterowania hydraulicznego śruby nastawnej firmy BERG.

Pompy o zmiennym wydatku są jednak znacznie bardziej złożone i wrażliwe na czystość oleju, a także droższe od pomp o stałym wydatku, co w tym zastosowaniu z dużymi przestrzeniami olejowymi zdecydowanie przemawia na korzyść tych ostatnich. Stosowanie tych pomp wiąże się jednak z problemem ich odciążenia podczas pracy śruby między manewrami, kiedy to zapotrzebowanie na ilość jak i ciśnienie oleju jest, przy dobrze pracującym uszczelnieniu na wprowadzaniu oleju do obracającego się wału, z reguły kilkakrotnie mniejsze niż przy manewrach. Do tej pory, zwłaszcza w dużych śrubach, odciążenie to realizuje się zwykle przez stosowanie rozdzielaczy suwakowych z przykryciami ujemnymi dobranymi odpowiednio dla zapewnienia właściwego odciążenia pompy i stabilnej pracy układu sterowania.

Rozdzielacz umieszcza się bądź to w układzie obrotowym, zwykle w osi wału wewnątrz tłoka siłownika bądź w układzie stacjonarnym, najczęściej bezpośrednio na obudowie uszczelnienia na wprowadzeniu oleju do wału. Przykład rozwiązania z rozdzielaczem w piaście śruby pokazano na rys. 12.

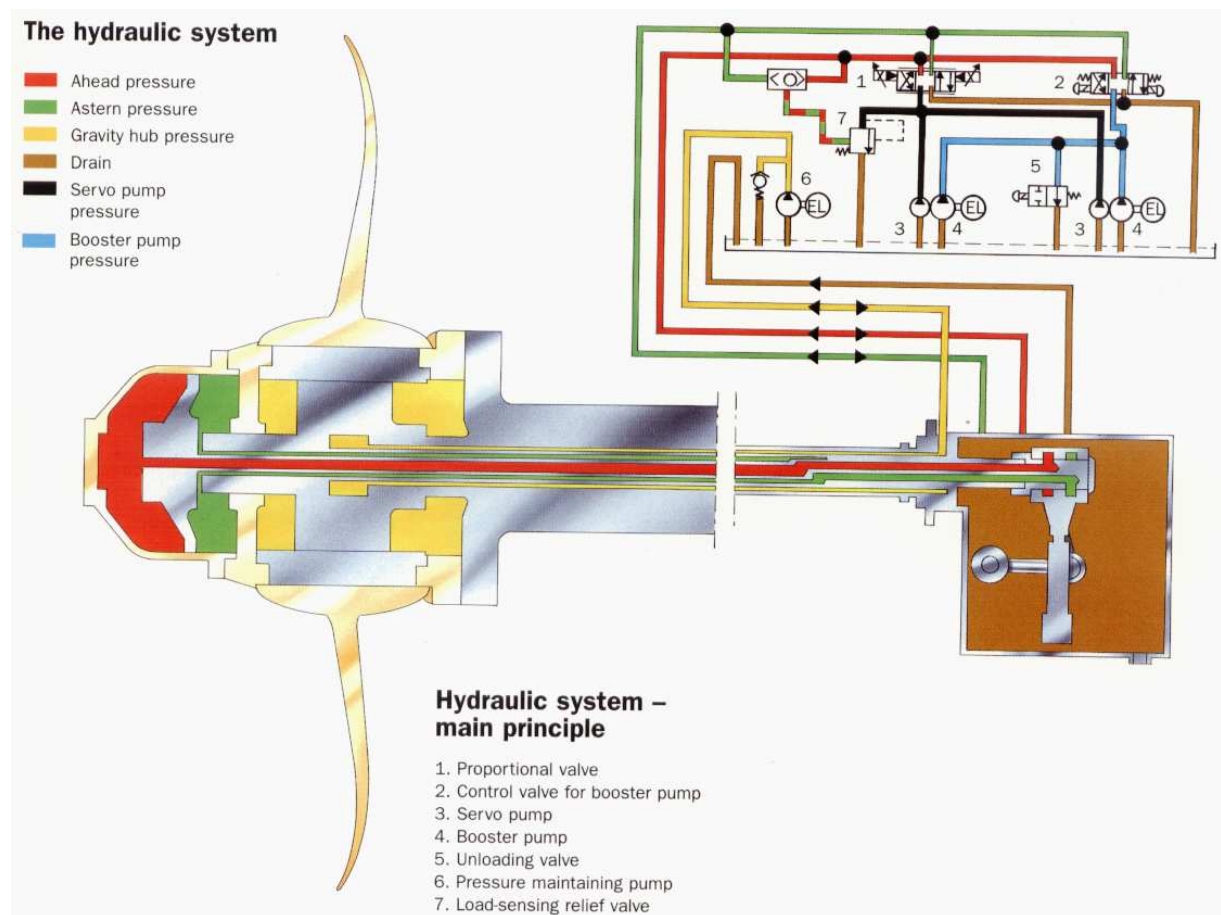


Rys. 12. Rozwiązanie konstrukcyjne mechanizmu piastry i skrzyni rozrzędu oleju śruby nastawnej Typu S1 firmy KAMEWA

Umieszczenie rozdzielacza w układzie obrotowym umożliwia zastosowanie tylko jednego, wysokociśnieniowego uszczelnienia na wprowadzaniu oleju do wnętrza wału, ale niesie ze sobą pewne istotne wady. Chodzi bowiem o to, że w przypadku jakichkolwiek niedomagań lub awarii rozdzielacza, w celu jego wymiany lub naprawy konieczny staje się demontaż, przynajmniej częściowy, piastry śruby. Poza tym zachodzi potrzeba zastosowania dodatkowego serwomechanizmu małej mocy do sterowania suwakiem rozdzielacza głównego. Powoduje to rozbudowę układu sterowania. Należy przypuszczać, że te względy spowodowały, wśród producentów tego rozwiązania stopniowe przechodzenie na układy z rozdzielaczem w układzie stacjonarnym. Przemawia za tym jeszcze inny, też ważny, czynnik, a mianowicie możliwość unifikacji układu.

Trzeba bowiem zaznaczyć, że wymienione wyżej rozrzędy, zwłaszcza umieszczone w układzie obrotowym, oraz pewne inne elementy układu budowane były i są przez producentów śrub, co z uwagi na ograniczoną ich liczbę, czyni je stosunkowo drogimi i utrudnia ich unifikację. Tymczasem rozwój hydrauliki siłowej i elektroniki spowodował pojawienie się na rynku coraz doskonalszych elementów i zespołów sterowania, jak np. rozdzielaczy proporcjonalnych, produkowanych w znacznych ilościach przez duże wyspecjalizowane firmy. Dzięki temu zespoły te, zwłaszcza mniejszej wielkości, są już relatywnie tanie, w pełni wymienne i łatwo dostępne. Ta sytuacja skłoniła producentów śrub

nastawnych do wprowadzania w swoich, jak na razie małych i średniej wielkości, śrubach gotowych zespołów sterowania proporcjonalnego. Problem odciążenia pompy jest tu rozwiązywany przy pomocy dodatkowego zaworu przelewowego z regulowanym ciśnieniem otwarcia zależnie od aktualnego ciśnienia roboczego oleju. Na rys. 13 przedstawiono przykładowo uproszczony schemat układu sterowania hydraulicznego z rozdzielaczem proporcjonalnym dla niewielkiej śruby nastawnej.



Rys. 13. Poglądowy schemat układu sterowania hydraulicznego śruby nastawnej firmy KAMEWA

Posiada on dwa jednakowe zespoły pompowe, główny i rezerwowy, z których każdy wyposażony jest w dwie pompy olejowe o stałym wydatku, ale różnej wielkości. Pompa mała doprowadza olej w sposób ciągły do rozdzielacza proporcjonalnego ze sprzężeniem zwrotnym, który ma na celu głównie precyzyjne utrzymywanie zadanego skoku śruby niezależnie od chwilowych przecieków oleju i ciśnienia roboczego. Ciśnienie tłoczenia pompy jest regulowane przez zawór przelewowy odciążający, którego ciśnienie otwarcia jest o zadaną wartość wyższe od aktualnego ciśnienia roboczego w siłowniku. W układzie tłoczenia drugiej, dużej pompy znajdują się dwa sterowane elektromagnetycznie rozdzielacze: jeden dwudrogowy, dwupołożeniowy i drugi czterodrogowy trójpołożeniowy. Pierwszy z

nich, normalnie otwarty, łącząc przewód tłoczny ze zbiornikiem, odciąża pompę. Drugi, normalnie odcinający tłoczenie, z chwilą przesterowania łączy pompę z jedną z dwóch komór siłownika, powodując szybkie jego przesterowanie. Należy sądzić, że odpowiednio duży uchyb między sygnałem skoku zadanego i rzeczywistego, co ma miejsce przy większej zmianie skoku, powoduje zamknięcie rozdzielacza dwudrogowego z jednoczesnym przesterowaniem czterodrogowego i tym samym radykalne przyśpieszenie wykonywanego manewru. Można powiedzieć, że jest to układ nowoczesny, z zastosowaniem typowych elementów sterowania, a przy tym w miarę tani i oszczędny w eksploatacji.

### II.3. PODSUMOWANIE

Na podstawie przeprowadzonej wyżej analizy można już w zasadzie określić i ewentualnie dobrać w miarę optymalne rozwiązanie konstrukcyjne śruby nastawnej i jej układu sterowania.

W przypadku zdecydowania się na ten rodzaj pędnika powinien on posiadać siłownik hydrauliczny umieszczony w układzie obrotowym, w piaście śruby, najlepiej w płaszczyźnie skrzydeł. Wiąże się to z koniecznością kołnierzewego łożyskowania skrzydeł śruby. Ten rodzaj łożyskowania jest w tym przypadku korzystny i obecnie powszechnie stosowany. Wskazane jest, by mechanizm obrotu skrzydeł był kulisowy z czopem w podstawie skrzydła. Zapewniłoby to największą prostotę, niezawodność i sprawność tego mechanizmu. Ciśnienie robocze oleju sterującego powinno być w granicach 12 –14 MPa. Pozwoliłoby to uzyskać na tyle małą średnicę piasty, by osiągnąć wysoką sprawność śruby i jednocześnie mały jej ciężar. To ostatnie jest niezwykle istotne, gdyż umożliwia zmniejszenie obciążeń, zwłaszcza dynamicznych, wału śrubowego oraz jego łożysk i uszczelnień, zwiększając tym samym niezawodność działania i zmniejszając zagrożenie wystąpienia wycieków oleju.

Układ zasilania hydraulicznego powinien być wyposażony w dwa jednakowe agregaty pompowe z pompami o stałej wydajności, które są tańsze i bardziej niezawodne od pomp o zmiennym wydatku. Z uwagi na ciągły charakter pracy śruby, zasadniczo pracują one zamiennie. W przypadku awarii i zaniku ciśnienia w układzie nastąpi natychmiastowe uruchomienie agregatu rezerwowego. Możliwe jest także takie sterowanie ich pracą, by przy wykonywaniu większych przesterowań załączał się na krótko drugi agregat, co skróci czas realizowanego przesterowania. Może to w istotny sposób zwiększyć bezpieczeństwo żeglugi w ruchliwych akwenach morskich. Pompy oraz rozdzielacz sterujący przepływem oleju do obu komór siłownika należy umieścić w układzie stacjonarnym względem kadłuba statku.

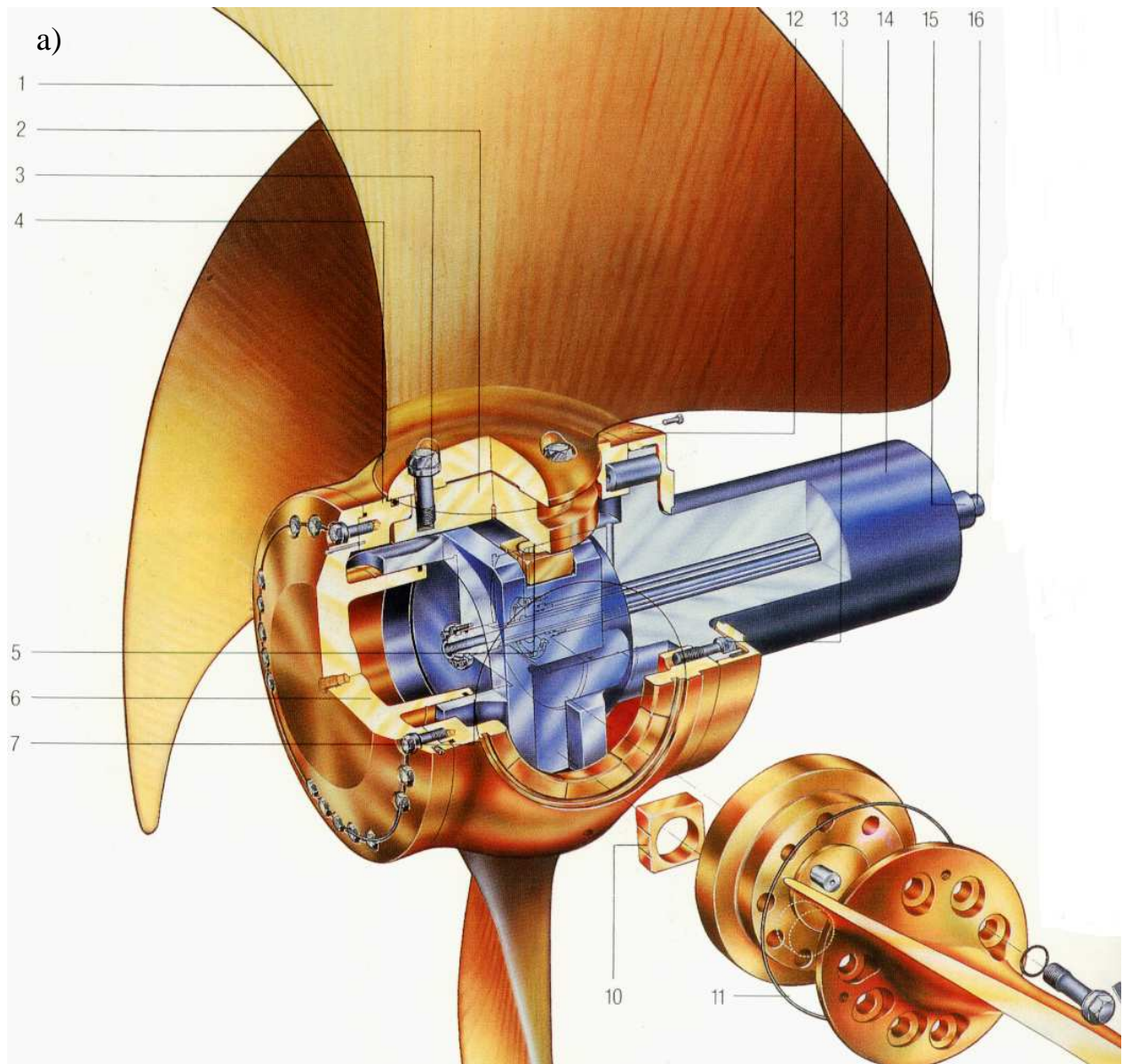
Ułatwi to kontrolę ich pracy oraz ewentualną wymianę lub naprawę, w przypadku awarii. Olej z rozdzielacza powinien być wprowadzany do wnętrza obracającego się wału przy użyciu promieniowych uszczelnień ślizgowych nowej generacji. Uszczelnienia te, w przeciwieństwie do ich wcześniejszych rozwiązań, –14 charakteryzują się bardzo korzystną stabilną pracą i małymi przeciekami w całym zakresie typowych warunków eksploatacji, przy ciśnieniu oleju do 16 MPa [13].

Olej z uszczelnienia przedostaje się promieniowymi otworami w wale do dwóch rur współosiowo umieszczonych w wale i połączonych sztywno jednym końcem z tłokiem siłownika w piaście śruby. Przedni koniec rury wewnętrznej łączy się sztywno, przy pomocy przetyczki umieszczonej w wycięciu wzdłużnym wału pośredniego, z przesuwym pierścieniem ślizgowym osadzonym współosiowo na tym wale. Ten prosty sposób, obecnie powszechnie stosowany, pozwala, z zadawalającą dokładnością, wyprowadzić na zewnątrz wału sygnał rzeczywistego skoku śruby, niezbędny dla poprawnego działania układu sterowania.

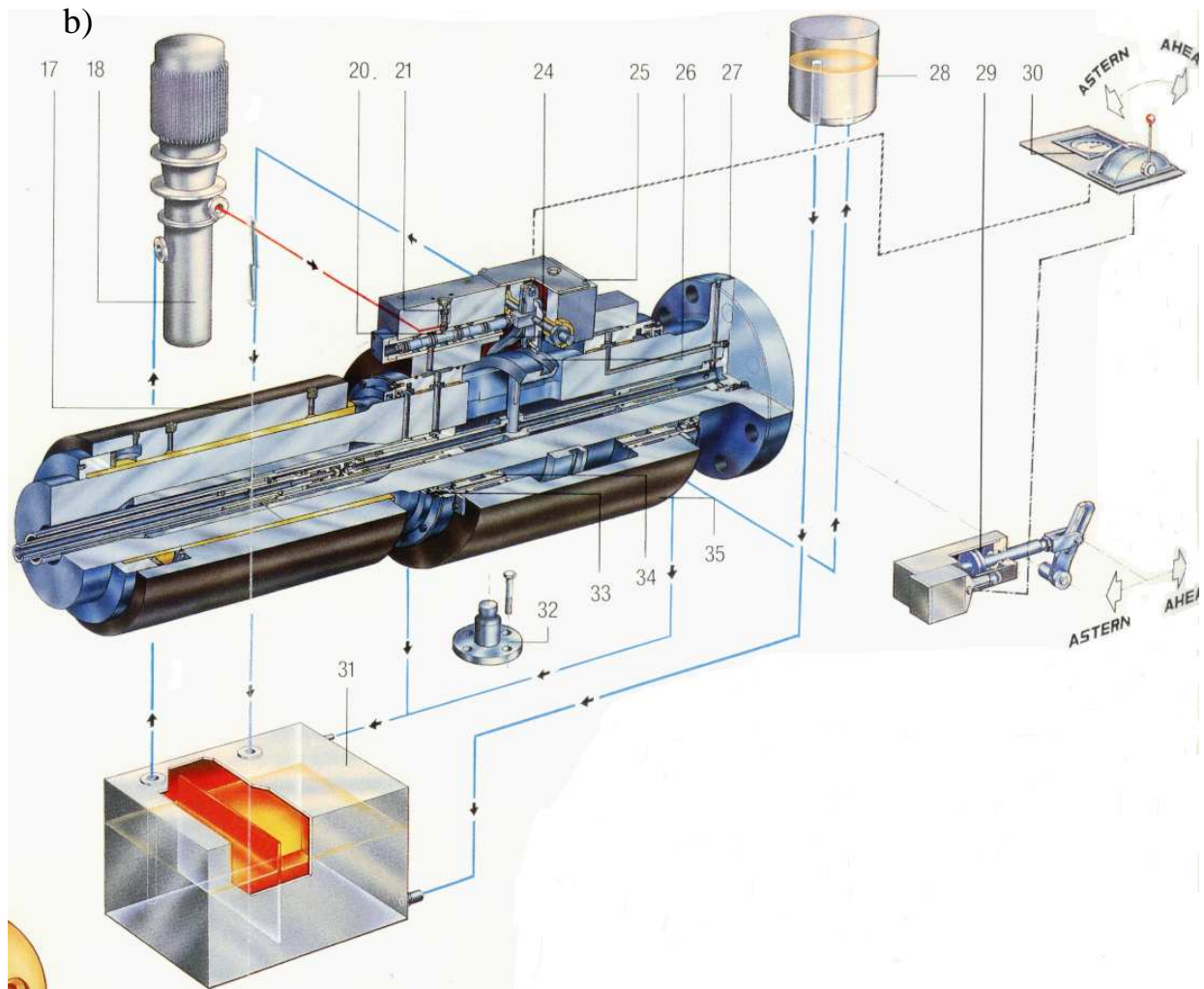
Rodzaj rozdzielacza i sposób jego sterowania zależą od przyjętej ogólnej koncepcji napędu statku. W przypadku napędu jednośrubowego, wielkość śruby oraz rozdzielacza będzie znaczna i należy przypuszczać, że najkorzystniej będzie zastosowanie rozdzielacza suwakowego z przykryciami ujemnymi, z mechanicznym sprzężeniem zwrotnym i elektrohydraulicznym zadawaniem skoku.

Zaproponowane wyżej rozwiązanie śruby nastawnej jest już stosowane przez czołowych producentów śrub nastawnych, w tym przez firmę Lips oraz KAMEWA. Przykładem tego może być przedstawiona na rys.14. śruba nastawna nowej generacji wraz z układem sterowania hydraulicznego firmy LIPS.



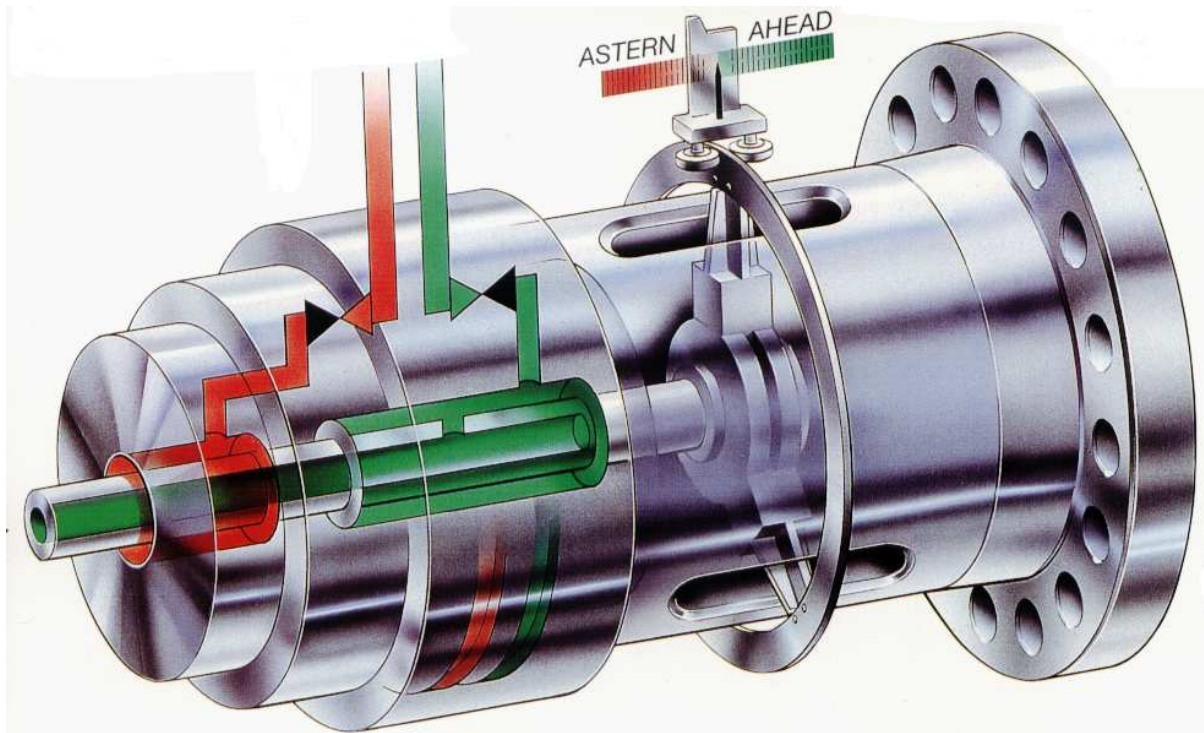


Rys.14. a) Śruba nastawna typu C firmy LIPS – mechanizm piasty;



Rys.14.b) Śruba nastawna typu C firmy LIPS – skrzynia rozrządu oleju wraz ze sterowaniem hydraulicznym

W przypadku napędu dwuśrubowego, bardzo tu pożądanego ze względu na zwiększoną niezawodność systemu, przy zachowaniu jednego, wspólnego zespołu zasilania hydraulicznego, muszą być oddzielne rozdzielacze. Z uwagi na rozdział mocy na dwie śruby będą one odpowiednio mniejsze. Stwarza to możliwość zastosowania techniki sterowania proporcjonalnej z użyciem np. typowych rozdzielaczy proporcjonalnych. Umożliwia to także zmniejszenie obciążeń mechanizmu sprzężenia zwrotnego, a przez to jego uproszczenie i zmniejszenie, co można stwierdzić na przykładzie rozwiązania konstrukcyjnego skrzyni rozrządu oleju śruby nastawnej firmy MAN B&W, pokazanej na rys.15.



Rys.15. Rysunek poglądowy mechanizmu wyprowadzenia rzeczywistego sygnału ustawienia skoku z układu obrotowego do stacjonarnego w śrubie nastawnej firmy MAN B&W

#### II. 4. LITERATURA

1. Bergier T., Gerlach T., Stankiewicz M., Szantyr J.: Okrętowe maszyny i urządzenia pomocnicze. Część 1: Okrętowe śruby nastawne. Wydawnictwo WSMW. Gdynia 1985.
2. Dymarski C.: Examination of Sliding Radial Seals of Big Diameter Shafts at High Pressure of Delivered Oil. Zeszyty Naukowe Politechniki Gdańskiej Nr 365, Budownictwo Okrętowe XXXIX, 1984 r.
3. Dymarski C.: Badania wpływu sztywności poprzecznej panwi na pracę ślizgowego uszczelnienia promieniowego. Marine Technology Transaction, Technika Morska, Vol. 7. 1996.
4. Dymarski C.: Empirical Research on the Sliding Radial Seals Applicable to C P Propellers. Polish Maritime Research No 4 December 1996, Vol. 3.
5. Dymarski C.: Okrętowa śruba nastawna małej mocy z przekładnią śrubowo - zębatą w mechanizmie zmiany skoku. Marine Technology Transaction, Technika Morska, Vol. 8. 1997.
6. Dymarski C.: Badania laboratoryjne serwomechanizmu hydraulicznego okrętowej śruby nastawnej małej mocy. Marine Technology Transaction, Technika Morska, Vol. 8, 1997 r.

7. Dymarski C.: Laboratory investigations of the stern tube bearings and pitch control mechanism of the low – power CP propeller with screw-toothed gear. Polish Maritime Research, No 3, Vol. 5, 1998 r.
8. Dymarski C.: Theoretical Research on Sliding Radial Seals Applicable to C P Propellers. Polish Maritime Research No 1 March 1998, Vol. 5.
9. Dymarski C.: Stability of performance analysis of radial sliding seals. Marine Technology Transaction, Technika Morska, Vol. 10. 1999r.
10. Dymarski C.: Tendencje rozwoju systemów napędu i sterowania hydraulicznego okrętowych śrub nastawnych. Materiały Konferencji MECHANIKA 99 Politechnika Gdańska, Wydział Mechaniczny. Gdańsk 1999.
11. Dymarski C., Garwacki S.: Analiza rozwiązań konstrukcyjnych napędów strumieniowych dostosowanych do współpracy z silnikami wysokoobrotowymi. Opracowanie wewnętrzne Nr 10/2000/DS Politechnika Gdańska, Wydział Oceanotechniki i Okrętownictwa. Gdańsk, 2000.
12. Escher Wyss: 40 Years Escher Wyss Controllable Pitch Propellers. The Modern Reliable Robust Design i inne materiały firmowe.
13. Kamewa: Controllable Pitch Propellers i inne materiały firmowe.
14. Lips: Materiały firmowe.
15. MAN B&W: Alpha CP Propellers.
15. Stone Vickers: Controllable Pitch Propeller – Model XL. Stone Vickers Limited, Anchore Hopelane, London.
16. Wind J.: The Development of Controllable Pitch Propeller System. Lips Technical Presentation Day, September 1971, Drunen – Holland.
17. Voith: Marine Technology i inne materiały firmowe.