

HERDZIK Jerzy¹

Uwarunkowania doboru układów napędowych statków wielofunkcyjnych

Słowa kluczowe:
dobór napędu, napęd statku, statek wielofunkcyjny

Streszczenie

W referacie przedstawiono uwarunkowania doboru układów napędowych statków wielofunkcyjnych związane ze spełnieniem wymagań: samodzielności przemieszczania się, osiągnięcia klasy dynamicznego pozycjonowania oraz zapewnienia zasilania części przemysłowej w energię elektryczną odpowiedniej jakości. Poprawne rozwiązanie systemu i dobór elementów układu napędowego umożliwi bezpieczną i bezawaryjną pracę układu energetycznego we wszystkich wymaganych stanach eksploatacyjnych statku. W referacie podjęto próbę analizy tego problemu.

SELECTION CONDITIONING OF MULTIFUNCTION SHIPS PROPULSION SYSTEMS

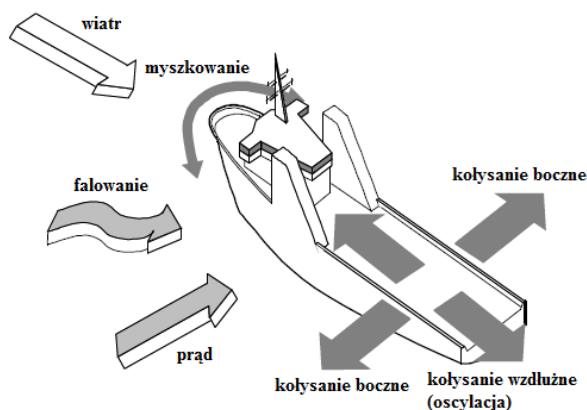
Abstract

The paper presents the selection conditioning of multifunction ships propulsion systems connected with the requirement fulfillment: self-propelled ship, the dynamic positioning system class achievement and power supply assurance of industry part in electric energy of proper quality. The correct propulsion system solution and the selection of propulsion system elements make possible the safe and failure-free work of energetic system in all required ship exploitation states. In the paper it was undertaken the analysis of that problem.

1. UWAGI WSTĘPNE

Układ napędowy statku wielofunkcyjnego winien spełniać wymagania samodzielności ruchowej przemieszczania się na duże odległości z możliwie największą sprawnością ogólną napędu oraz spełniać uzyskaną klasę dynamicznego pozycjonowania w czasie pracy projektowanej dla danego typu statku wraz z pewnością zasilania części przemysłowej w odpowiedniej jakości energią elektryczną. Ze względu na wymienione dwa podstawowe stany eksploatacji statku (pominięto przestój i stany awaryjne) konieczne jest przyjęcie projektu układu napędowego i układu energetycznego, które zapewnią bezpieczną i bezawaryjną pracę statku we wszystkich wymaganych stanach.

Określenie zapotrzebowania na moc elektryczną części przemysłowej zależy od typu statku i projektu tej części. Dla jednostek wiertnictwa głębokowodnego moce te sięgają 20-40 MW. Łącznie z układem napędowym moce te osiągają wartości 30-55 MW [1,9,13]. Podstawowym problemem jest dobór elementów układu napędowego, który może być wykorzystany później do systemu dynamicznego pozycjonowania. Pozwala to zmniejszyć koszty inwestycyjne oraz uprościć konfigurację układu, natomiast wymaga spełnienia dwóch przeciwstawnych wymagań: wysokiej sprawności układu napędowego przy prędkościach rzędu 10-18 węzłów (dotarcie do miejsca pracy) oraz bliskiej zeru podczas pozycjonowania (w czasie pracy) [6,8,9]. Oddziaływanie morza na statek przedstawiono na rys. 1, co obrazuje skalę problemu do rozwiązania.



Rys. 1. Oddziaływanie morza i ruchy statku w trzech płaszczyznach (6 stopni swobody)

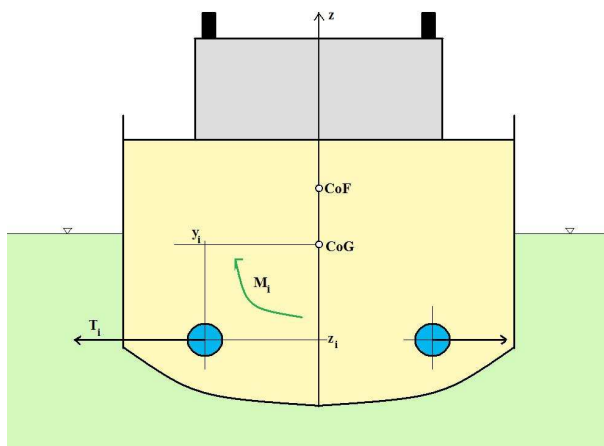
¹Wydział Mechaniczny, Akademia Morska w Gdyni, 81-225 Gdynia, ul. Morska 81/87, georgher@am.gdynia.pl

2. PARAMETRY UKŁADÓW NAPĘDOWYCH I POZYCJONOWANIA

Układy napędowe i pozycjonowania statków wielofunkcyjnych muszą sprostać stawianym im wymaganiom, natomiast zastosowanie określonego typu pędnika nakłada ograniczenia funkcjonalne. Ze względu na pracę pędników w wodzie na określonej głębokości (cały pędnik musi być zanurzony), punkt przyłożenia siły naporu wytwarzanej przez ten pędnik, leży poniżej środka ciężkości statku (CoG). W przypadku wytworzenia siły naporu równoległej do osi głównej statku, nie stwarza to istotnych ograniczeń, nie powoduje istotnej zmiany położenia wzdłużnego. W przypadku wytwarzania siły naporu pod innym kierunkiem konieczne okazuje się konieczne niwelowanie przechyłu bocznego poprzez pracę drugiego pędnika w kierunku przeciwnym (rys.2) w celu zmniejszenia momentu obrotowego M_i . Uzyskuje się wypadkową siłę naporu T_i , która pozwala na zmianę położenia statku w określonym kierunku odbiegającym od osi głównej statku.

Wskazane są następujące zasady posadowienia pędników służących systemom dynamicznego pozycjonowania statków [1,9]:

- preferuje się posadowienie symetryczne względem osi głównej (wzdłużnej) statku jako bazowe, mimo że wraz ze zmianą rozkładu masy na statku lub jego przechyłu, nie będzie to położenie symetryczne względem środka ciężkości statku;
- preferowane winny być ustawienia skrajnie oddalone od środka ciężkości statku, ze względu na zwiększenie ramienia momentu od sił naporu wytwarzanych przez pędniki, jednak jest niewskazane, aby w czasie pracy pędnika w dowolnym ustawieniu, nie dochodziło do wyjścia pędnika poza obrys płaszczyzny burty statku (groźba uszkodzeń o nabrzeże lub inny statek), ponadto nie mogą „blokować się” w czasie obrotu i wskazane jest, aby ich wzajemna odległość była w miarę możliwości jak największa ze względu na kontrakcję między nimi;
- mimo, że pędniki azymutalne mogą wytwarzać siłę naporu w danej płaszczyźnie w dowolnym kierunku, pracują wytwarzając siłę naporu w kierunkach, na których zachodzi wyzerowanie sumarycznej siły naporu i ograniczenie wielkości momentu przechylającego (taka sytuacja miałaby miejsce, gdyby oddziaływanie morza w danej chwili byłoby neutralne);
- wytworzenie wypadkowej siły naporu różnej od zera następuje poprzez zwiększenie siły w wybranym lub wybranych pędnikach poprzez np. zwiększenie prędkości obrotowej pędnikach ze stałą śrubą lub zmianę skoku śruby w pędnikach ze śrubą nastawną – powodem takich działań jest szybsza reakcja na wymuszenia działające na kadłub, które mają zapobiec zmianie jego położenia;
- praca pędników z wytworzeniem sił naporu w przeciwnych kierunkach powoduje „usztynwienie” kadłuba statku, pozwala to szybszą reakcją na wymuszenia;
- wadą tego sposobu jest konieczność pracy pędników na coraz większych obciążeniach wraz ze zwiększającymi się wymuszeniami – pozycjonowanie w ciężkich warunkach sztormowych powoduje wykładnicze zwiększenie mocy pędników wraz ze wzrostem siły wiatru i wysokości fal, co podnosi koszty związane ze zwiększonym zużyciem paliwa.



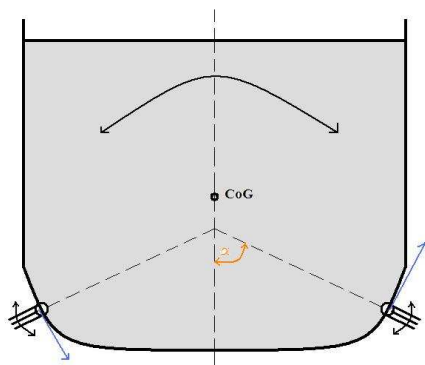
Rys. 2. Posadowienie pędników azymutalnych w części rufowej statku

Ruchy pionowe statku (względem osi „z” na rys. 2) związane z falowaniem nie mogą być neutralizowane poprzez pracę pędników okrętowych. Dla jednostek wiertniczych (ang. drill ships) konieczne było zastosowanie układów, które pozostają niezależne od ruchów statku wzdłuż osi „z”. Uniezależniają one położenie urządzeń służących wierceniom w stosunku do kadłuba statku poprzez zabudowę ich w układach, które dzięki przesuwaniu ich w kierunku przeciwnym do ruchu kadłuba, zachowują położenie neutralne (przesunięcia kadłuba mogą dochodzić do kilku metrów, przesunięcia układu wiertniczego nie mogą przekraczać 0,2-0,5 m).

Przechyły wzdłużne statku są z reguły mniejsze od bocznych, dlatego że długość statku jest z reguły kilka razy większa (od 2 do 8) od jego szerokości. Posadowienie pędników w części dziobowej i rufowej oddalonych od środka ciężkości statku, umożliwia ich wykorzystanie do wytworzenia momentów przeciwdziałających przechyłowi wzdłużnemu. Konieczna jest jednak praca tych pędników z wytwarzaniem sił naporu w kierunkach zbliżonych do osi głównej statku.

Aby nie wykorzystywać pędników znajdujących się po przekątnej statku, co konieczne byłoby w układach pozycjonowania z czterema pędnikami, co powodowałoby znaczą zmianę kierunku wytwarzanej siły naporu (co wymaga czasu i opóźnia wykonanie manewru), wskazana jest rozbudowa układu pozycjonowania do sześciu pędników, z których dwa będą miały za zadanie przeciwdziałanie przechyłom wzdłużnym [6,8,12].

Przechyły boczne statku są bardziej „dotkliwe” dla załogi, jak i poprawności pracy (ze względu na ich położenie) urządzeń części przemysłowej. Punkt obrotu statku (punkt CoF na rys.2) zwany metacentrum przy przechyłach bocznych leży powyżej środka ciężkości, co zapewnia odpowiednią stateczność statku, tzn. samodzielny powrót do położenia równowagi. Dzięki temu statek nie ulega wywróceniu. Wykorzystanie układów dynamicznego pozycjonowania do zmniejszania przechyłów bocznych napotyka wiele ograniczeń związanych z możliwością wytwarzania siły naporu w określonej płaszczyźnie, w przybliżeniu równoległej do płaszczyzny powierzchni wody. Wytworzenie dużego momentu obrotowego przeciwdziałającego przechyłowi wymaga wytworzenia dużych wypadkowych sił naporu, co może skutkować pogorszeniem pozycjonowania (statek może ulegać przesunięciu bocznemu). Rozwiązaniem, któremu należy poświęcić chwilę uwagi, jest propozycja przedstawiona na rys. 3.



Rys. 3. Propozycja wykorzystania w układach dynamicznego pozycjonowania pędników cykloidalnych w celu ograniczania przechyłów bocznych statku

Skuteczne zmniejszenie przechyłów bocznych jest możliwe z zastosowaniem np. pędników cykloidalnych (ang. VSP, Voith-Schneider Propeller), posadowionych centralnie na śródkreściu po obu burtach statku z odchylnymi osiami [5]. Wskazane byłoby, aby osie (rys.3) przechodziły w pobliżu środka ciężkości statku, proponuję ze względów statecznościowych, aby przecinały się poniżej środka ciężkości (CoG). Należy uwzględnić, że środek ciężkości statku ulega zmianom położenia w czasie eksploatacji, związanych z różną ilością ładunku, paliwa, zapasów, balastu itd. Układ taki znacząco zmniejszy negatywne oddziaływanie na przesunięcia boczne statku (poprawa jakości pozycjonowania, ograniczenie oddziaływań pomiędzy pędnikami, szybsza reakcja na wymuszenia), ale skomplikuje układ napędowy dynamicznego pozycjonowania o kolejne pędniki (wymagane byłoby już osiem), dodatkowo byłyby to pędniki innego typu o odmiennych charakterystykach napędowych. Układy z pędnikami cykloidalnymi zaproponowano do ograniczania przechyłów bocznych na okrętach wojennych [5,12].

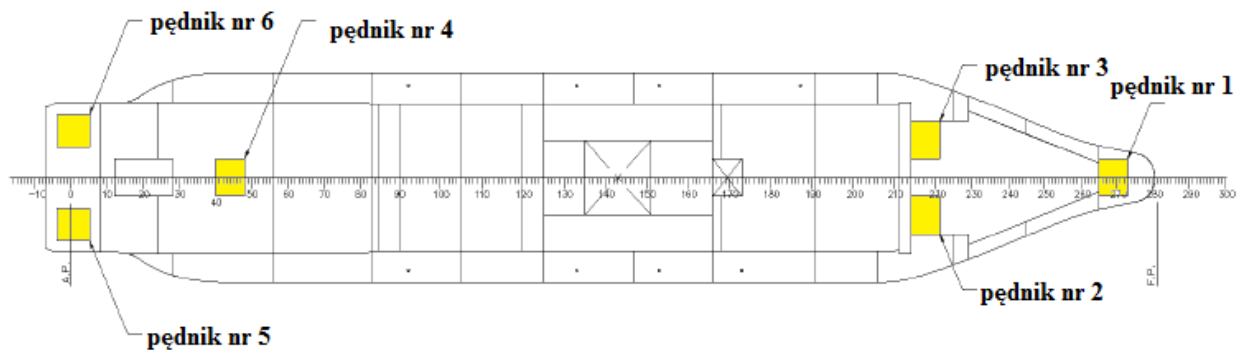
Dla statków, które winny utrzymywać niezmienną pozycję względem dna (np. wiertniczych), w przypadku niezbyt głębokich akwenów (do około 200-300 m), możliwe jest wspomaganie pozycjonowania z użyciem odpowiednio rozmieszczonych kotwic, rozwieszonych przez specjalistyczne jednostki typu AHT (ang. anchor handling tug). Pozwala to na wykorzystanie dodatkowych sił i momentów wytwarzanych od sił w łańcuchach kotwicznych, ułatwiających utrzymanie wymaganej pozycji [1,9]. W przypadku głębszych akwenów (obecnie wybrane jednostki wiertnicze mogą pracować do głębokości 3600 m), należy wykorzystać inne sposoby umożliwiające poprawę dokładności pozycjonowania np. z wykorzystaniem specjalistycznych programów automatyki obliczających wymuszenia od sił zewnętrznych i z wyprzedzeniem umożliwiającym reakcję pędników statku, na działania przeciwdziałające przesunięciu lub obrotowi statku [9,10].

3. ROZWIĄZANIE NAPĘDU WYBRANEGO STATKU SPECJALISTYCZNEGO

Rozwój okrętowych napędów, w tym pędników aktywnych, pozwolił na stosowanie bardziej rozbudowanych układów napędowych [2,3,4,7]. Dotyczy to szczególnie statków wielofunkcyjnych, które spełniać mają szereg innych zadań, poza tradycyjnym przemieszczaniem się statku z ładunkiem. Spełnienie warunków pracy „części przemysłowej” niezależnie od warunków zewnętrznych, wymusiło budowę układów napędowych, które pozwalają na pozycjonowanie jednostki (np. jednostki wiertnicze i wydobywcze) oraz na jej „powolne” przemieszczanie się wzdłuż zaplanowanej trasy (np. kablownce, statki do kładzenia rurociągów).

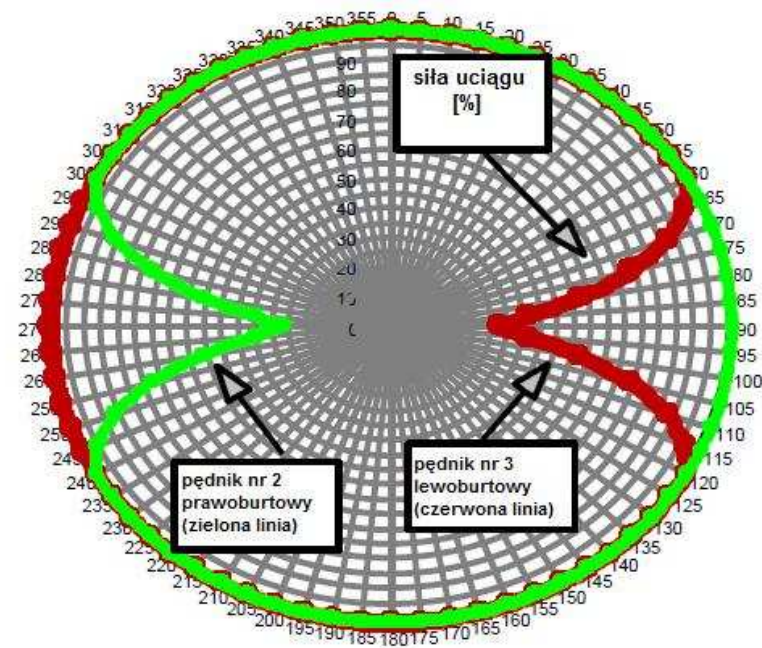
Jako przykład rozwiązania omawianych problemów jest układ napędowy statku do prowadzenia poszukiwań ropy i gazu (wiertniczego) „Glomar C. R. Luigs”, przedstawiony na rys.4. W skład układu napędowego i pozycjonowania wchodzi 6 pędników. Są one tego samego typu, aby ograniczyć liczbę części zamiennych. Pędniki 1-4 mają możliwość, aby mogły być schowane (ang. retractable thrusters) wewnątrz kadłuba. Pędniki nr 5 i 6 służą do przemieszczania się

jednostki na większe odległości z prędkością około 10,1 węzłów (maksymalna prędkość możliwa do osiągnięcia podczas pracy 6 pędników wynosi 14,1 węzłów), ale można je wykorzystać również w procesie pozycjonowania, co pozwala uzyskać klasę DP3 systemu dynamicznego pozycjonowania [10].



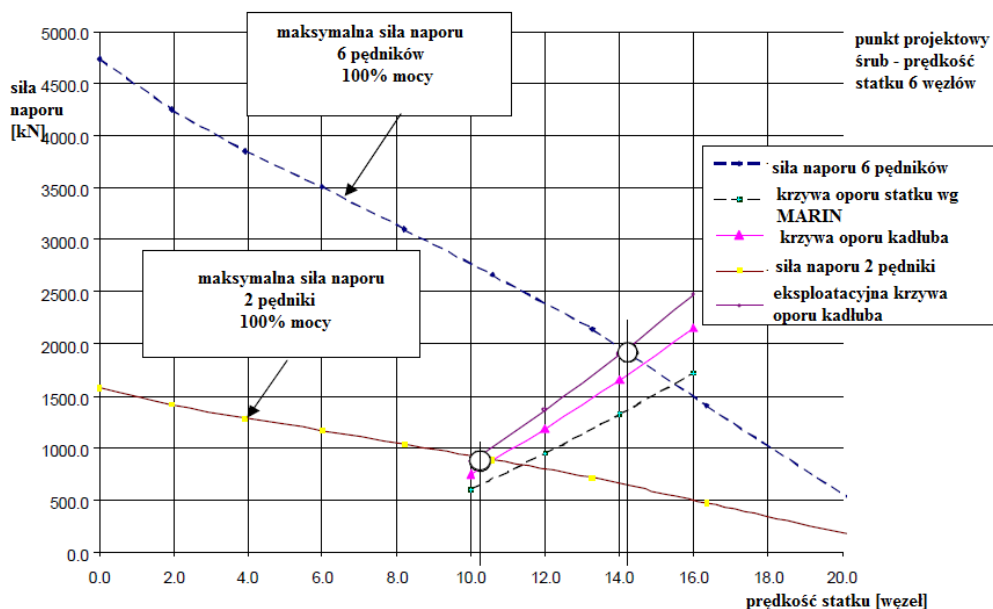
Rys. 4. Rozmieszczenie pędników na statku „Glomar C.R. Luigs” [10]

Zbyt bliskie umiejscowienie pędników 2 i 3 powoduje wzajemną interakcję i zmniejszenie siły uciągu do 30% w zależności od ich ustawienia. Najbardziej niekorzystnym ustawieniem (rys. 5) jest zgodne ustawienie pędników prostopadłe do osi głównej statku, dla których strumień wody z jednego pędnika wpada do drugiego. Niestety projekt przewidywał zastosowanie pędników chowanych w kadłubie, co ogranicza możliwości ich odsunięcia od siebie.



Rys. 5. Interakcja pomiędzy pędnikami nr 2 i 3 statku „Glomar C. R. Luigs” [10]

Krytycznymi stanami zagrażającymi utrzymaniem wymaganej klasy dynamicznego pozycjonowania są uszkodzenia związane z niesprawnością pędnika nr 1, który ogranicza możliwości utrzymania wymaganego ustawienia kursowego statku oraz łączna niesprawność pędnika nr 3 i 6 (lub odpowiednio nr 2 i 5), które uniemożliwią korektę przesunięcia bocznego (zniosu). Niesprawność jednego dowolnego pędnika umożliwia spełnienie wymagań klasy dynamicznego pozycjonowania DP3, co po symulacjach matematycznych sprawdzono doświadczalnie podczas prób morskich [10]. Maksymalna siła naporu do osiągnięcia przez 2 pędniki wynosi około 1600 kN, przy teoretycznie możliwej 4750 kN przy pracy sześciu (rys. 6). Należy zwrócić uwagę, że punkt projektowy śrub (czyli na ich maksymalną sprawność) wykonano na prędkość statku 6 węzłów tj. wartość pośrednią między pozycjonowaniem a przemieszczaniem się. W rezultacie w dwóch podstawowych stanach eksploatacyjnych pędniki pracują przy mniejszej, ale jeszcze dość wysokiej sprawności w obu stanach. Jest to pewien kompromis, ale zdecydowano się na niego, uwzględniając m.in. okresy statku w poszczególnych stanach eksploatacyjnych.



Rys.6. Charakterystyka naporu w funkcji prędkości statku „Glomar C.R. Luigs” [10]

Ważną sprawą są możliwości utrzymania dynamicznego pozycjonowania do określonych najbardziej niekorzystnych warunków zewnętrznych: siły wiatru i stanu morza. Określa się je na modelach matematycznych opisujących dynamikę badanej jednostki oraz uwzględniając parametry środowiska (wymuszeń od siły, kierunku wiatru oraz stanu morza) [10,11]. Przykład takich rozważań, koniecznych do wykonania w celu uzyskania projektowanej klasy dynamicznego pozycjonowania, przedstawiono w tab. 1. Weryfikacja modelu będzie możliwa tylko w warunkach rzeczywistych, ale same dane przedstawione w tabeli dają rozeznanie, co do możliwości utrzymania dynamicznego pozycjonowania statku. Dla analizowanego statku, przy sprawnym systemie energetycznym statku, możliwe jest utrzymanie pozycjonowania podczas sztormu, który zdarza się raz na 10 lat. W tab. 1 podano dane przy możliwych dwóch skrajnych zanurzeniach statku: minimalne 7 m, maksymalne 11 m. Większe zanurzenie statku z reguły „ułatwia” utrzymanie pozycjonowania. Większe zanurzenie oznacza większą wyporność, czyli masę całkowitą statku co czyni go bardziej „odpornym” na zmianę położenia od działania sił wymuszających.

Tab.1. Możliwe sektory pracy statku (kierunek „0”- wiatr i fala od dziobu) w zależności od skrajnych warunków zewnętrznych dla statku „Glomar C.R. Luigs” [10]

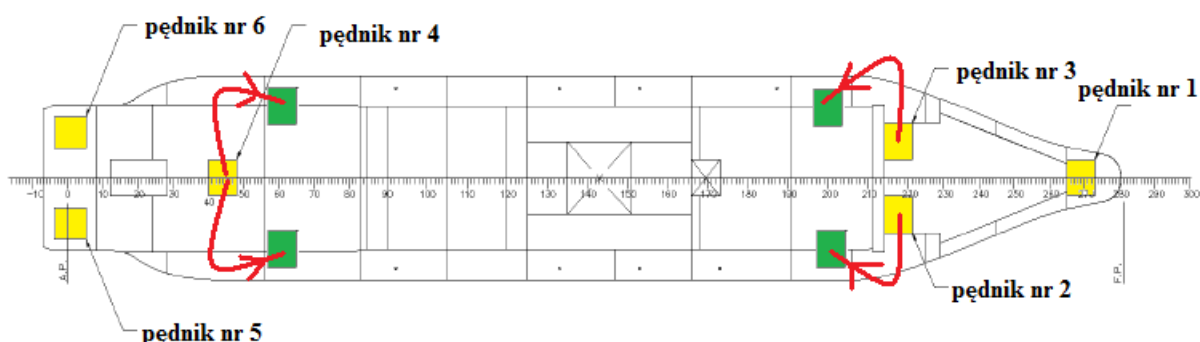
Stan morza	Zanurzenie statku [m]	Możliwy sektor pracy do obc. 80% [deg]	Możliwy sektor pracy do obc. 100% [deg]
Zimowy sztorm 1-roczny	7	360	360
	11	360	360
Wir 10-letni	7	95	360
	11	76	98
Nagły szkwał	7	72	93
	11	86	121
Zimowy sztorm 10-letni	7	80	360
	11	360	360
Wir stuletni	7	68	82
	11	53	64
Huragan stuletni	7	brak	10
	11	brak	18
Wiatr maksymalny	7	---	360 przy 60 węzłach
	11	---	360 przy 60 węzłach

4. OCENA WYBRANEGO ROZWIĄZANIA NAPĘDU

Zbudowano dwa statki tego typu „Glomar C.R. Luigs” i „Glomar Jack Ryan” dla firmy Transocean, zaprojektowane przez firmę GustoMSC. Są to jednostki wiertnicze 6 generacji [13]. Ograniczono tu zainstalowaną sumaryczną moc w celu ograniczenia dobowego zużycia paliwa. W czasie rejsu zużywają one około 45-50 ton paliwa na dobę, podobne zużycie występuje przy pracach wiertniczych. W stosunku do jednostek zbudowanych wcześniej, osiągnięto około 10% mniejsze zużycie paliwa w czasie rejsu z powodu poprawy kształtu kadłuba i zmniejszenia jego

oporów oraz około 30% mniejsze zużycie paliwa w czasie prac wiertniczych w wyniku zastosowania nowoczesnych układów wiertniczych zużywających mniej energii [10].

Istotny wpływ na przyjęte rozwiązanie układu energetycznego miały założenia do projektu. Udało się spełnić warunek dobrej sprawności napędowej w czasie podróży, a zarazem w miarę prosty układ służący dynamicznemu pozycjonowaniu, który mimo prostoty (tylko 6 pędników, w rzeczywistości 2+4) zapewnia warunki określone w tab.1., postawione w fazie projektu. Kwestią dalszych dyskusji i rozważań pozostanie, czy niewielka zmiana konfiguracji przedstawiona na rys.7, z przesunięciem pędników nr 2 i 3 oraz zamiast pędnika nr 4 zastosowanie dwóch pędników, ustawionych symetrycznie do nowego posadowienia pędników nr 2 i 3, nie poprawiłaby znacząco możliwości systemu dynamicznego pozycjonowania. Ze względu na lepszą współpracę, wystąpiłby mniejszy spadek sił naporu powodowanych wzajemnym oddziaływaniem pędnika nr 2 i 3 (omówiony wcześniej). Komplikacja systemu poprzez dołożenie dodatkowego pędnika (z 6 do 7), rozwiązałaby problem kompensacji siły naporu wytwarzanej przez pędnik nr 4. W rezultacie podstawowe problemy pozycjonowania spełniałyby pędniki nr 2,3,4a i 4b. Natomiast pędniki nr 1,5 i 6 byłyby systemem redundancyjnym, spełniającym gorzej warunki dynamicznego pozycjonowania, ale ponadto pełniłyby one funkcje napędu głównego i awaryjnego statku w czasie rejsu. Ze względu na zmianę położenia, prawdopodobnie nie byłoby możliwe zastosowanie pędników chowanych (wewnątrz kadłuba brak miejsca), lecz pędniki wysunięte na stałe. Spowodowałyby to zwiększenie oporów kadłuba w czasie pływania, odczuwalne powyżej 6 węzłów zwiększeniem oporów kadłuba i wzrostem zużycia paliwa. Należy jednak podkreślić, że głównym przeznaczeniem tego typu statków, jest zapewnienie jak najlepszych warunków pracy części przemysłowej – układów górnictwa morskiego.



Rys.7. Alternatywa rozmieszczenia pędników służących dynamicznemu pozycjonowaniu

5. UWAGI KOŃCOWE

Napędy statków wielofunkcyjnych stanowią duże wyzwanie dla projektantów, ze względu na specyfikę wykorzystania zespołów prądotwórczych wytwarzających energię elektryczną dla celów napędu statku, jak również do zasilania części przemysłowej. Ze względu na znaczący (ponad 50%) udział kosztów paliwa w eksploatacji statku, odpowiedni dobór liczby zespołów prądotwórczych, zapewniający pokrycie zapotrzebowania na moc we wszystkich stanach eksploatacji statku [4], zapewnia możliwość wyboru odpowiedniej liczby zespołów prądotwórczych do pracy (z odpowiednim wymaganym zapasem mocy) zapewniających ich pracę przy najwyższej sprawności tj. przy najmniejszym zużyciu paliwa. Takie możliwości występują w odpowiednim doborze urządzeń części przemysłowej, ale również projekt i dobór urządzeń części napędowej dla potrzeb przemieszczania się statku i jego systemów dynamicznego pozycjonowania, stanowi potencjalne źródło oszczędności podczas eksploatacji. Zwiększone nakłady inwestycyjne wraz z odpowiednim projektem części napędowej, mogą ulec szybkiemu zwrotowi, dzięki zapewnieniu niezawodnej, efektywnej (o wysokiej sprawności), niezależnej od warunków zewnętrznych i nieprzerwanej pracy części przemysłowej, do której statek został przeznaczony.

6. BIBLIOGRAFIA

- [1] Wymagania techniczne dla okrętowych układów energoelektronicznych, Przepisy PRS, Gdańsk 2006.
- [2] Herdzik J.: *Rozwój układów napędowych morskich jednostek specjalistycznych w aspekcie bezpieczeństwa żeglugi*, 33rd ISConICE Kones2007, Warszawa 2007.
- [3] Herdzik J.: „Metoda szacowania wymagań stawianym układom napędowym statków”, Logistyka nr 3/2011. ISSN 1230-7823 pos.94 str.891-898.
- [4] Herdzik J.: „Wymagania stawiane okrętowym układom zarządzania energią”, Komputerowe Systemy Wspomagania Nauki, Przemysłu i Transportu, TransComp, Zakopane, 6-10 grudnia 2010 r. czasopismo Logistyka nr 6/2010. ISSN 1231-5478, pages 1089-1099.
- [5] Hutchinson B.L: *New Insights into Voith Tractor Tug Capability*, The Society of Naval Architects and Marine Engineers, Seattle, III 1993.
- [6] Jurgens D., Grabert R.: *New Hydrodynamic Aspects of Double Ended Ferries with Voith-Schneider Propeller*, SVA Potsdam, 2004.
- [7] Więckiewicz W.: *Technical conditions of performing lateran movement manoeuvre of a proceeding ship*, NavSup

2008, Zeszyty Naukowe AMW, Nr 175A, Gdynia, 2008.

- [8] Minsaas K.J., Lehn E.: *Hydrodynamical Characteristicis of Thrusters*, NSFJ Report R69-78, 1978.
- [9] Rules for Classification of Ships DNV part 6 chapter 7: *Dynamic Positioning Systems*, 2011.
- [10] Virk G. S., et al.: *Design of the Dynamic Positioning System for the Drillship Glomar C. R. Luigs*, Offshore Technology Conference, Houston, USA, 2000.
- [11] Herdzik J., - *Parametry aktywnych pędników okrętowych a możliwości manewrowe jednostki pływającej*, Logistyka nr 3/2009. ISSN 1230-7823 pos.16.
- [12] *Voith Schneider Propeller for Offshore Supply Vessel*, Voith Turbo, Heideheim 2006.
- [13] Claassen L.C., et al.: *Newbuild Compact Deepwater Drillship Designed for Surface BOP System*, Offshore Technology Conference, Houston, USA 2010.