

Jan Kulczyk<sup>1</sup>, Emilia Skupień<sup>2</sup>

Politechnika Wrocławska, Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn,

Zakład Modelowania Maszyn i Urządzeń Hydraulicznych oraz Statków Śródlądowych

## Metody modelowania charakterystyk napędowych statku śródlądowego

### 1. WPROWADZENIE

W polityce transportowej UE, transport śródlądowy traktowany jest jako równorzędny w stosunku do innych systemów transportowych. Z uwagi na swoje proekologiczne cechy zalicza się go do systemu, który powinien odgrywać znaczącą rolę w rozwoju transportu zrównoważonego. Zasadnicze cechy transportu śródlądowego to niskie zapotrzebowanie energii na jednostkę pracy transportowej, a co z tym związane - niskie koszty zewnętrzne.

Mimo tych cech dodatnich, w Polsce transport śródlądowy nie jest w pełni wykorzystywany. W opracowywanych na przestrzeni ostatnich lat strategii rozwoju transportu, w Polsce nie przewiduje się znaczących zmian w stosunku do tego systemu transportu. Zakłada się wręcz jego dalszą marginalizację.

Zwiększenie udziału żeglugi śródlądowej w przewozach towarowych powinno być związane z obniżeniem kosztów transportu. Na polskich drogach wodnych, przy ograniczonym zanurzeniu, koszty paliwa stanowią 30-40% całości kosztów transportu. Jednym z kierunków rozwoju powinno być dążenie do minimalizowania zużycia paliwa przez statki śródlądowe.

Prócz stosowania silników nowej generacji, o mniejszym jednostkowym zużyciu paliwa, minimalizację wielkości zużycia można uzyskać poprzez wybór racjonalnych, dostosowanych do aktualnych warunków nawigacyjnych, parametrów pracy układów napędowych statków śródlądowych. Jest to możliwe, jeśli znane będą wiarygodne charakterystyki napędowe statku. Charakterystyki te muszą uwzględniać zmienne warunki nawigacyjne (głębokość drogi wodnej, prędkość prądu), stan załadowania barki. W krytycznych przypadkach, przy niezaladowanych barkach, mających dużą powierzchnię nawiewu znaczący może być również wiatr.

Charakterystyka napędowa w powiązaniu z krzywą jednostkowego zużycia paliwa, pozwala na wybór parametrów pracy silników napędowych zapewniających najniższe zużycie paliwa dla zadanych warunków nawigacyjnych. Zasady prognozowania charakterystyk napędowych przedstawione zostaną na przykładzie pchacza typu BIZON III. Statek ten wyposażony został w silniki Wola Henschel. Po roku 2000 rozpoczęto proces modernizacji zastępując stare silniki, silnikami nowej generacji typu Volvo Penta.

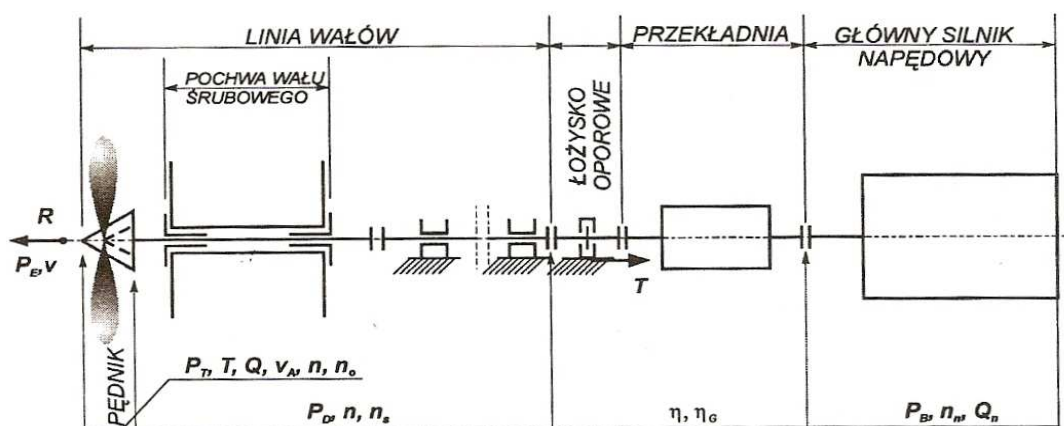
### 2. UKŁAD NAPĘDOWY STATKU ŚRÓDLĄDOWEGO

Podstawowe elementy układu napędowego statku śródlądowego przedstawia rysunek 1.

Źródłem energii zwykle jest wysokoprężny silnik spalinowy, układ przeniesienia mocy stanowi przekładnia (redukcyjna, nawrotna lub redukcyjno-nawrotna), linia wałów oraz pędnik (zwykle: śruba w dyszy).

<sup>1</sup> Jan.Kulczyk@pwr.wroc.pl

<sup>2</sup> Emilia.Skupien@pwr.wroc.pl



Rys. 1. Schemat układu napędowego statku śródlądowego

Źródło: [1].

### 2.1. Parametry układu napędowego z silnikami Wola

Podstawowe dane układu napędowego Bizona III przedstawia tablica 1.

Tablica 1. Parametry silników i pędników Bizona III.

	Wola 05H6Aa
moc nominalna	$P_B=139 \text{ kW}$
sprawność przeniesienia napędu	$\eta_{TR}=0,91$
obroty nominalne silnika	$n_s=1500 \text{ min}^{-1}$
przełożenie przekładni	$i=4$
pędnik Ka4-55 w dyszy 19A	
średnica	$D=1,26 \text{ m}$
współczynnik skoku	$P/D=0,778$
współczynnik ssania	$t=0,2$
współczynnik strumienia nadążającego	$w=0,3$

Napęd statku stanowią dwa sześciocyldrowe silniki główne typu 05H6Aa na licencji Wola Henschel, o mocy nominalnej 190KM przy obrotach nominalnych  $n_s=1500 \text{ min}^{-1}$ . Jednostopniowa przekładnia redukcyjno nawrotna Wola 4R-20 daje przełożenie 4:1. Linie wałów napędowych stanowią: wał śrubowy ( $\varnothing 110$ ,  $L=5058\text{mm}$ ) i pośredni ( $\varnothing 100$ ,  $L=4488\text{mm}$ ), połączone sprzęgłem stałym. Pędniki zainstalowane na pchaczu Bizon III to dwie śruby Ka4-55 o średnicy  $D=1260\text{mm}$ , współczynnika skoku  $P/D=0,788$ , w dyszach 19A.

### 2.2. Parametry układu napędowego z silnikami Volvo

Podstawowe dane zmodernizowanego układu napędowego Bizona III przedstawione zostały w tablicy 2.

Tablica 2. Parametry silników i pędników Bizona III po modernizacji układu napędowego

	Volvo D9-300
moc nominalna	$P_B=221 \text{ kW}$
sprawność przeniesienia napędu	$\eta_{TR}=0,95$
obroty nominalne silnika	$n_s=1800 \text{ min}^{-1}$
przełożenie przekładni	$i=4$
pędnik Ka4-55 w dyszy 19A	
średnica	$D=1,26 \text{ m}$
współczynnik skoku	$P/D=0,829$
współczynnik ssania	$t=0,2$
współczynnik strumienia nadążającego	$w=0,3$

Napęd statku stanowią dwa, nowe, sześciocylindrowe silniki główne Volvo Penta, typu D9-300 o mocy nominalnej 300KM przy obrotach nominalnych  $n_s=1800 \text{ min}^{-1}$ . Jednostopniowa przekładnia redukcyjno nawrotna FZ V280 Padova daje przełożenie 4:1. Ma ona wejście do napędu pompy hydraulicznej, a takie rozwiązanie pozwala zabezpieczyć jednostkę na wypadek awarii pompy sterowej i umożliwia oszczędność paliwa poprzez eliminowanie pracy agregatów, gdyż podstawową pompę sterów napędza agregat pomocniczy.

Linie wałów napędowych, mimo zmiany mocy silników, nie zostały zmienione, gdyż dobrane zostały z dużym zapasem bezpieczeństwa i po przeprowadzeniu obliczeń wytrzymałościowych uznano ich średnice za odpowiednie również dla silników Volvo. Pozostawiono więc: wał śrubowy ( $\varnothing 110$ ,  $L=5058\text{mm}$ ) i pośredni ( $\varnothing 100$ ,  $L=4488\text{mm}$ ), połączone sprzęgłem stałym.

Pędniki zainstalowane na zmodernizowanym pchaczu Bizon III, w związku z zastosowaniem większych mocy silników musiały zostać ponownie dobrane. Po próbach optymalizacyjnych zastosowano dwie śruby Ka4-55 o średnicy  $D=1260\text{mm}$ , współczynnika skoku  $P/D=0,829$  (skok śruby zwiększono z  $1011\text{mm}$  na  $1044\text{mm}$ ), zamontowane w dyszach 19A.

### 3. CHARAKTERYSTYKI NAPĘDOWE

Dla wyznaczenia charakterystyk napędowych silników - o parametrach zawartych w tablicach 1 i 2 - przyjęto zanurzenie  $T=1,1 \text{ m}$  odpowiadające zanurzeniu przy próżnych barkach oraz  $T=1,6 \text{ m}$  przy barkach ładownych.

Przyjęto trzy różne głębokości drogi wodnej tj.  $h=2,5 \text{ m}$ ,  $h=4 \text{ m}$  i  $h=\infty$ . Wartości te przyjęto zgodnie z głębokościami zastosowanymi w badaniach modelowych oporu zestawu BIZON [2]. Przy czym, za nieskończoność przyjęto głębokość drogi wodnej  $h>5\text{m}$ , ze względu na niedostrzegalne zmiany oporów powyżej tej głębokości.

W celu określenia optymalnych prędkości pływania zestawu pchanego wykonano obliczenia charakterystyk napędowych statku - wymagany napór i moc doprowadzoną do pędnika w funkcji prędkości pływania. Związek między prędkością pędnika, a prędkością pływania statku określa zależność:

$$V_S = \frac{V_A}{1-w} \quad (1)$$

gdzie:

$V_A$  – prędkość pędnika względem wody,

$w$  – współczynnik strumienia nadszającego (przyjęto  $w=0,3$ ).

W oparciu o charakterystyki hydrodynamiczne swobodnych pędników śrubowych, określone zostały krzywe naporu w funkcji prędkości pływania odpowiednio przy stałych obrotach i stałym momencie:  $T=f_1(V_s, Q=\text{const})$  i  $T=f_2(V_s, n=\text{const})$ . Charakterystyki hydrodynamiczne pędników śrubowych to bezwymiarowa zależność współczynnika naporu  $K_T$  i momentu  $K_Q$  od współczynnika posuwu  $J$  dla ustalonego współczynnika skoku  $P/D$ .

Następnie, na wykresy charakterystyk  $T(V_s)$ , w oparciu o wyniki badań modelowych [2] naniesiono krzywe zapotrzebowania naporu:

$$T_N = \frac{R}{1-t} \quad (2)$$

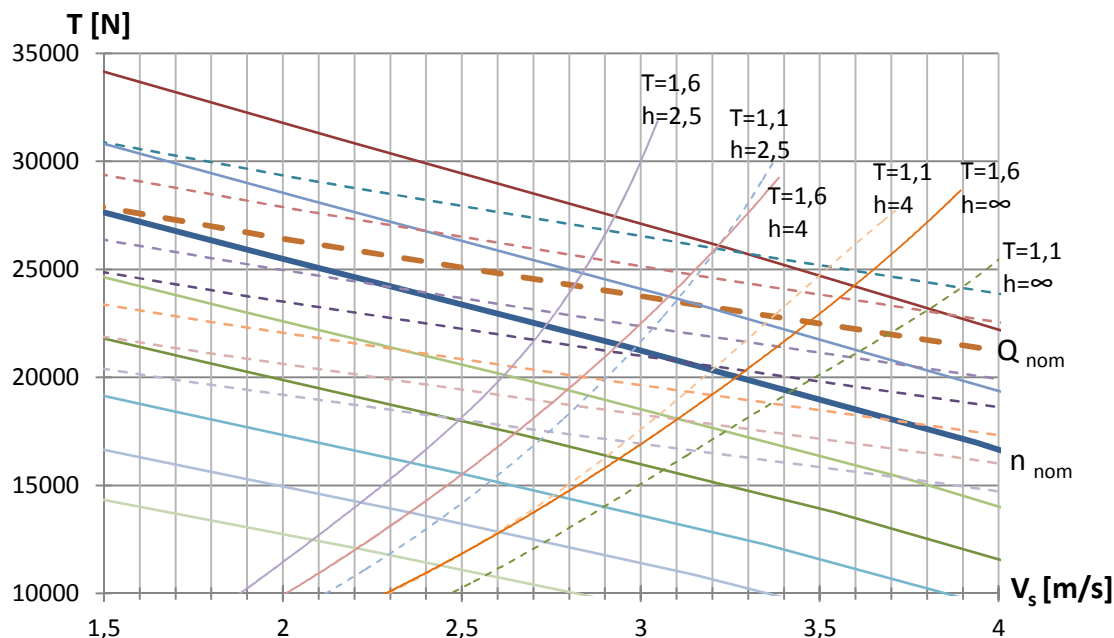
dla różnych głębokości drogi wodnej i różnego zanurzenia zestawu. Powyższa zależność uwzględnia oddziaływanie pędnika na zmianę oporu ruchu statku.

Na tej podstawie, na wykresy charakterystyk:  $P_D=g_1(V_s, Q=\text{const})$  i  $P_D=g_2(V_s, n=\text{const})$  naniesiono analogiczne krzywe zapotrzebowania mocy. Określając odpowiednie punkty przecięcia się krzywych, wykreślono zależności zapotrzebowania mocy i odpowiadające im obroty. Całość dla dwóch wartości zanurzenia zestawów i trzech głębokości drogi wodnej.

3.1. Zestaw pchany z silnikami Wola Henschel

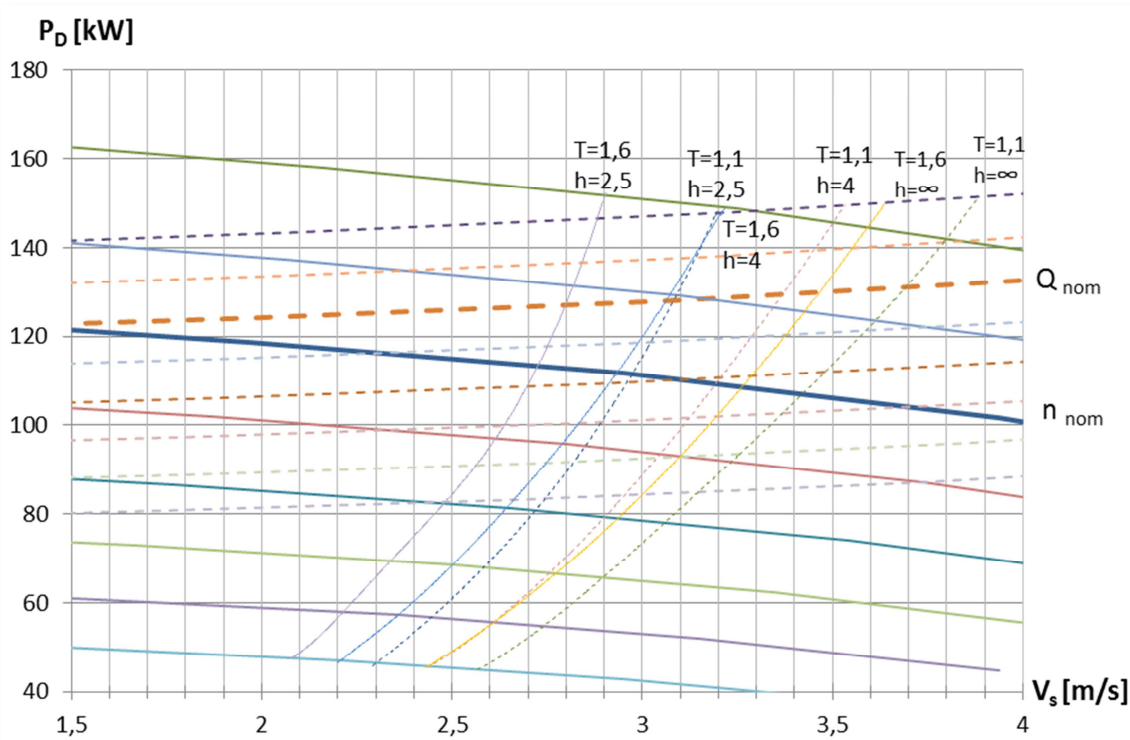
Opisane powyżej charakterystyki wykonano dla pchacza z silnikami Wola Henschel, przy:  $n_{nom}=6,25$  1/s oraz  $Q_{nom}=3120$  Nm.

Rysunek 2 przedstawia charakterystykę napędową  $T(V_s)$  z krzywymi  $n$  i  $Q$  dla wartości od 0,75 do 1,1 i z naniesionymi krzywymi zapotrzebowania naporu dla założonych wartości zanurzenia i głębokości drogi wodnej.



Rysunek 2. Charakterystyka napędowa silnika Wola Henschel - wymagany napór od prędkości pływania  
Źródło: opracowanie własne.

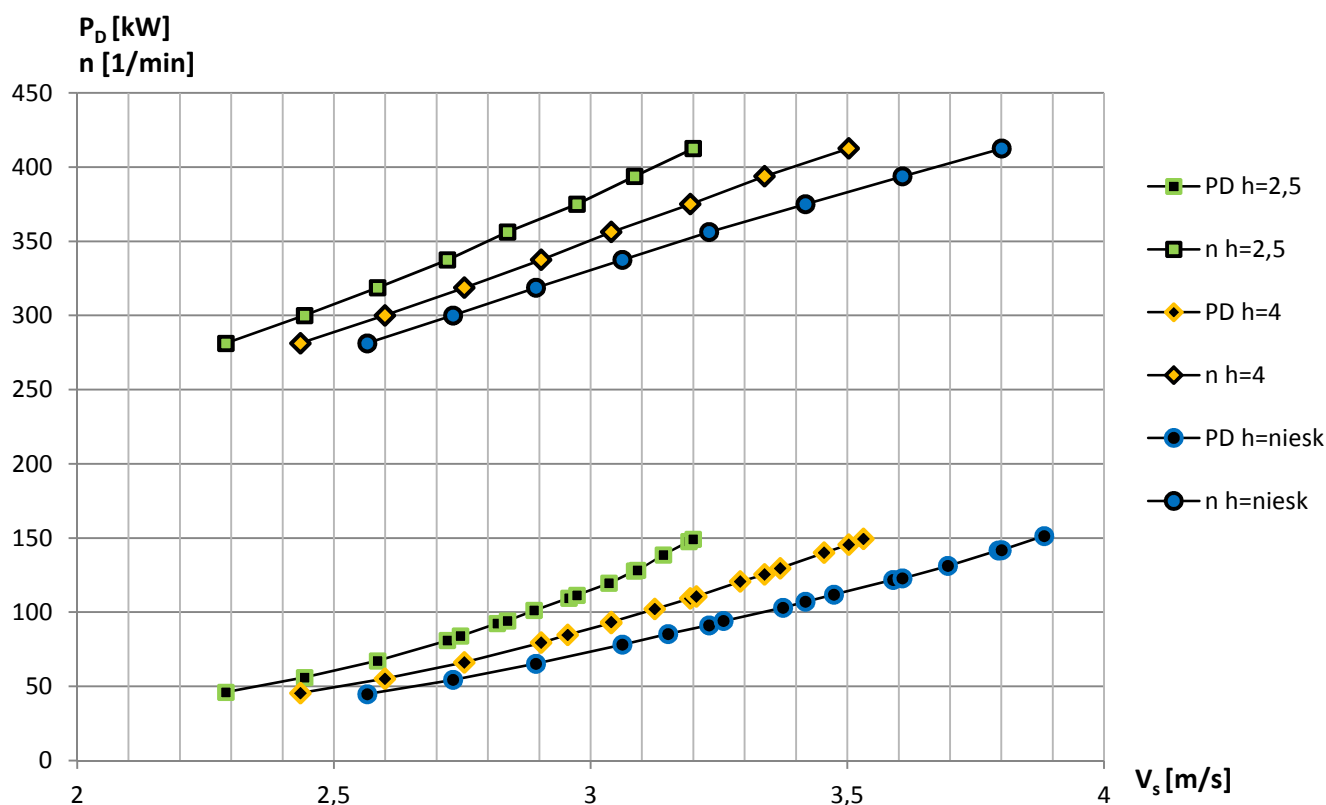
Analogicznie, rysunek 3 przedstawia charakterystykę napędową zapotrzebowania mocy w zależności od prędkości pływania dla różnych wartości  $n$  i  $Q$ .



Rysunek 3. Charakterystyka napędowa silnika Wola Henschel – zapotrzebowanie mocy od prędkości pływania.  
Źródło: opracowanie własne

Z powyższych wykresów wynika, iż punkt pracy silnika Wola Henschel przypada dla prędkości około 1,5m/s. Oznacza to, że silnik zaprojektowano do pracy w ciężkich warunkach i zabezpieczono przed przeciążeniem momentem. Napór w granicach 27,5kN w rezultacie daje większą rezerwę (porównując do silnika Volvo omówionego w kolejnym podrozdziale) w warunkach pracy awaryjnej, czyli statek taki łatwiej jest wyhamować, ale i szybciej przyspiesza. Jest to szczególnie istotne w przy utrudnionej widoczności lub niesprzyjających warunkach atmosferycznych (wiatr).

Krzywe zapotrzebowania mocy i odpowiadające im krzywe obrotów przedstawiają się analogicznie dla wszystkich badanych głębokości drogi wodnej i zanurzeń, zmienia się jedynie – ze względu na różne opory pływania - ich zakres na osi prędkości statku. Wykresy przedstawiające te krzywe dla  $T=1,1$  znajdują się na rysunku 4.



Rysunek 4. Zapotrzebowanie mocy i obroty w funkcji prędkości statku dla silnika Wola Henschel przy  $T=1,1$  m

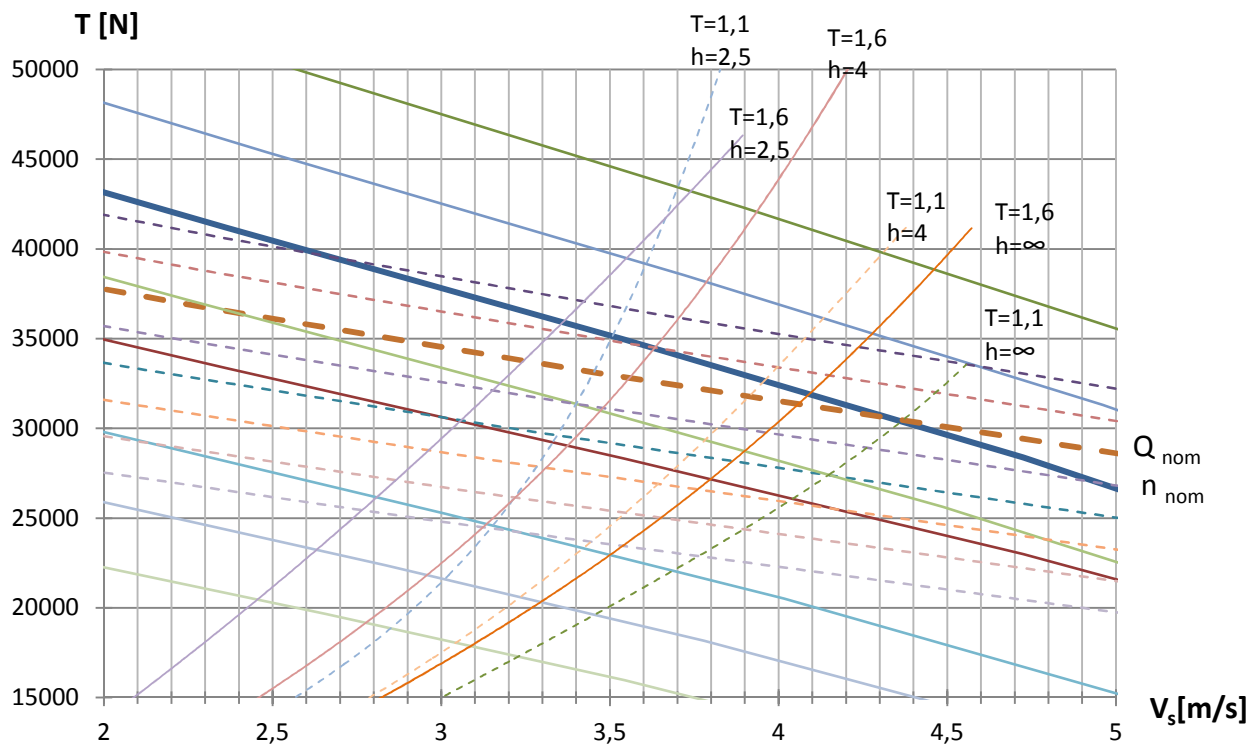
Źródło: opracowanie własne.

### 3.2. Zestaw pchany z silnikami Volvo Penta

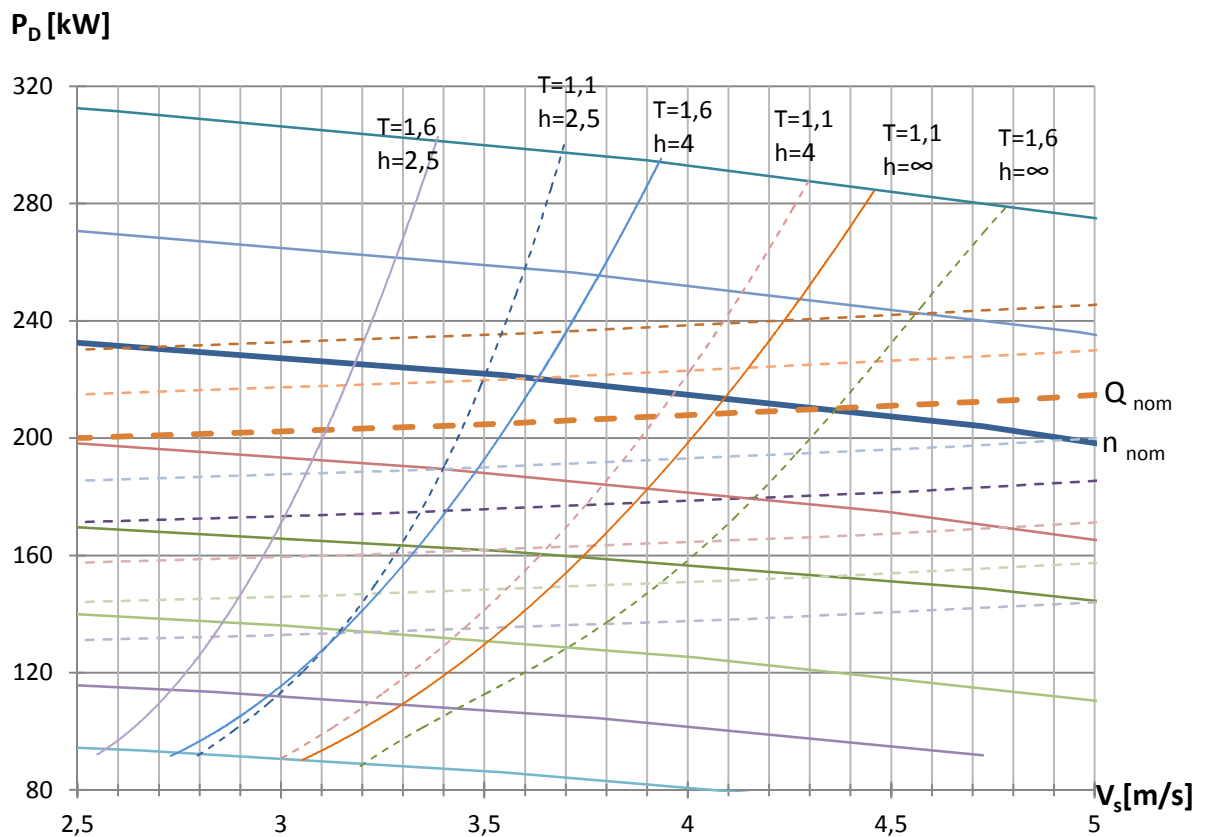
Dla Bizona z silnikami Volvo Penta przedstawione zostaną analogiczne charakterystyki. A wartości charakterystyczne wynoszą:  $n_{\text{nom}}=7,5$  1/s oraz  $Q_{\text{nom}}=4458$  Nm.

I tak rysunek 5. obrazuje charakterystykę napędową jako wymagany napór od prędkości pływania, a rysunek 6. zapotrzebowanie mocy od prędkości pływania.

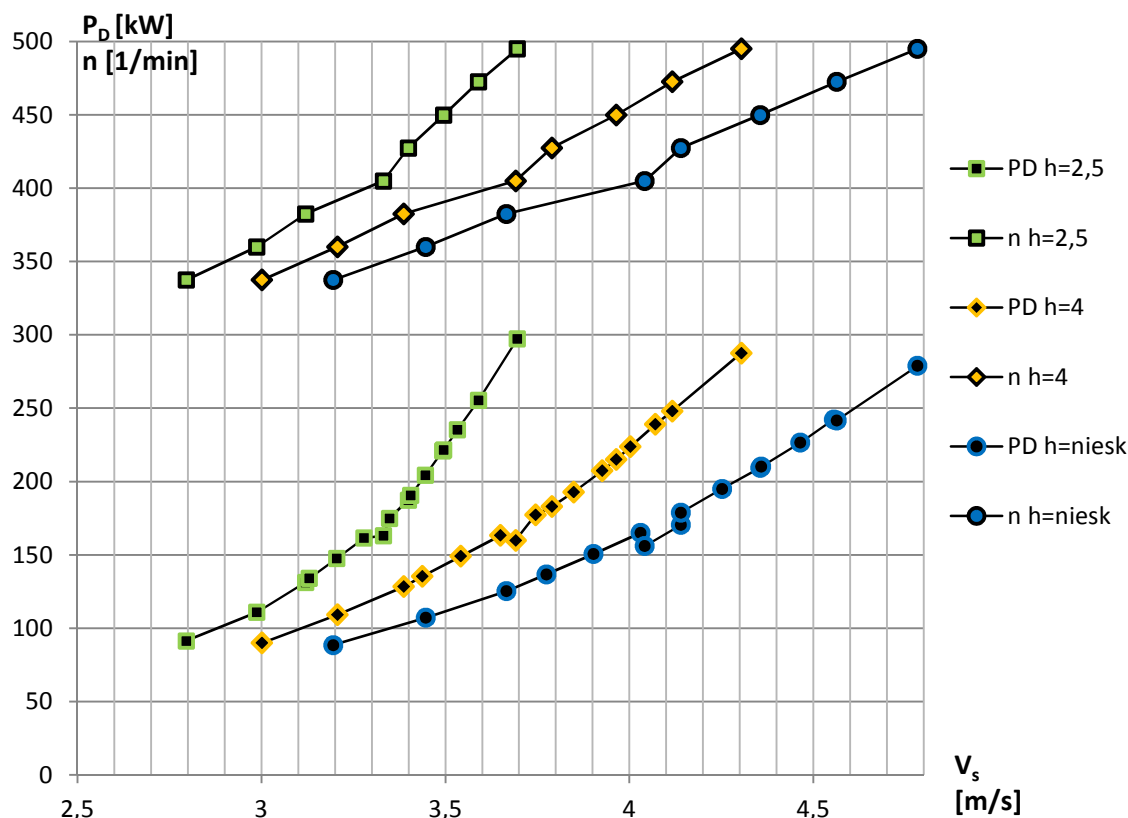
Rysunek 7 przedstawia wykres zapotrzebowania mocy i obrotów w funkcji prędkości pływania statku z silnikami Volvo Penta dla  $T=1,1$ .



Rysunek 5. Charakterystyka napędowa silnika Volvo Penta - wymagany napór od prędkości pływania  
 Źródło: opracowanie własne.



Rysunek 6. Charakterystyka napędowa silnika Volvo Penta – zapotrzebowanie mocy od prędkości pływania  
 Źródło: opracowanie własne.



Rysunek 7. Zapotrzebowanie mocy i obroty w funkcji prędkości statku dla silnika Volvo Penta przy  $T=1,1m$

Źródło: opracowanie własne.

Dla silników Volvo punkt pracy przypada dla prędkości statku w granicach  $4,4m/s$ . Jest to wartość znacznie wyższa niż w przypadku silnika Wola. Wynika to stąd, iż silniki te projektowane były do eksploatacji na zachodnioeuropejskich drogach wodnych, czyli przy większej głębokości drogi wodnej i na większe - niż możliwe do uzyskania na Odrze - prędkości pływania, a co za tym idzie na łżejsze warunki pracy. Eksploatacja tych silników w warunkach polskiej żeglugi skutkuje obniżaniem obrotów. Silniki te nie są zabezpieczone przed przeciążeniem momentem, ale z racji wspomaganie elektronicznymi wskaźnikami, możliwa jest regulacja obciążenia silnika poprzez obroty. Napór w punkcie pracy przekracza  $30kN$ , a w warunkach panujących na Odrze wartość ta jest jeszcze większa. Skutkuje to trudniejszym wyhamowywaniem zestawu i trudniejszym jego przyspieszaniem. Mając jednak w pamięci warunki panujące na zachodnioeuropejskich drogach wodnych nie stanowi to tam problemu.

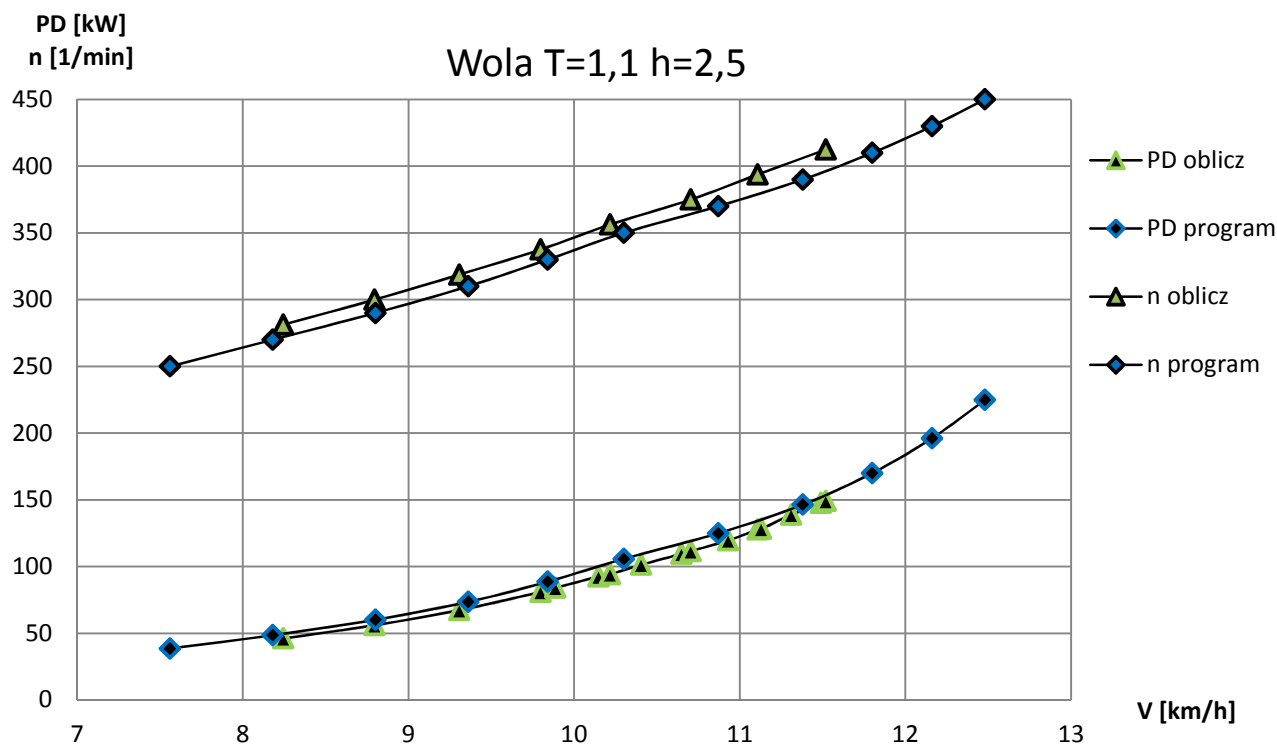
#### 4. PORÓWNANIE METOD UZYSKIWANIA CHARAKTERYSTYK

Pod koniec lat 80 rozpoczęto budowę modelu matematycznego oddziaływań hydrodynamicznych w układzie napędowym statku śródlądowego. W rezultacie tych działań opracowano szereg programów komputerowych, umożliwiających numeryczne określenie m. in. współczynnika strumienia nadążającego, naporu pędnika, wymaganego moment czy sprawności dla zadanych jednostek, przy określeniu typu ich pędnika. Wyniki tych obliczeń, uzupełnione o krzywą oporu i jednostkowe zużycie paliwa, pozwalają na przedstawienie prognozy napędowej statku, dla różnych stanów załadowania i różnych głębokości drogi wodnej. [3]

Używając opisanego w [3] programu, uzyskano charakterystyki napędowe omawianych silników dla wybranych warunków – zanurzenie  $T$  i głębokość drogi wodnej  $h$ . Uzyskane tak dane porównano z wcześniej omawianymi charakterystykami.

Wykresy zapotrzebowania mocy i obrotów w funkcji prędkości statku dla określonych zanurzeń i głębokości drogi wodnej przedstawiono poniżej w formie wykresów zawierających dane obliczone w sposób tradycyjny oraz dane uzyskane z obliczeń komputerowych.

Rysunek 8. odpowiada zanurzeniu  $T=1,1\text{m}$  i głębokości drogi wodnej  $h=2,5\text{m}$  dla silnika Wola.



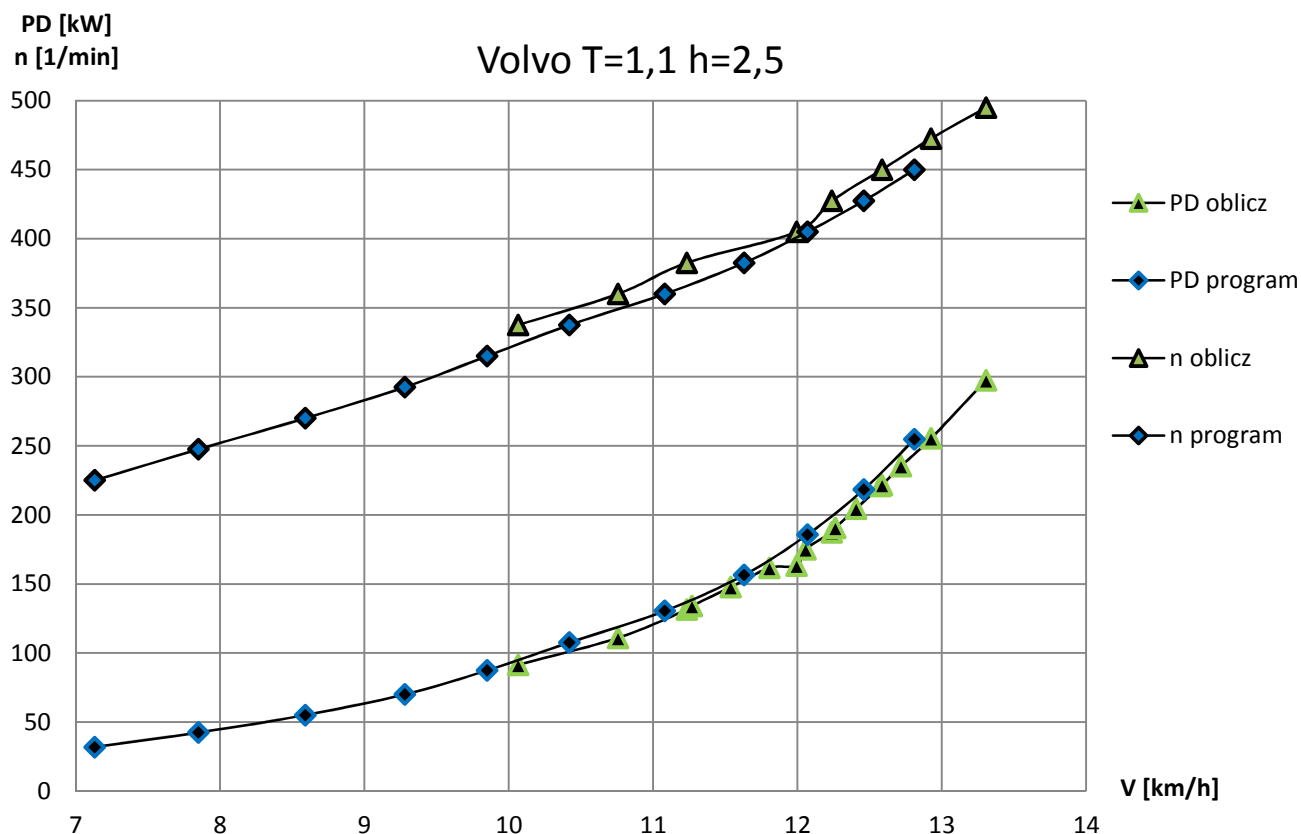
Rysunek 8. Zestawienie obliczonego tradycyjnie i przez program zapotrzebowania mocy i obrotów w funkcji prędkości statku dla silnika Wola przy  $T=1,1\text{m}$  i  $h=2,5\text{m}$ .

Źródło: opracowanie własne.

Z powyższego wykresu odczytać można, iż wyniki uzyskiwane przy pomocy programu komputerowego dotyczą szerszego zakresu prędkości pływania niż obliczenia teoretyczne. Dla danych mieszczących się w tym samym zakresie prędkości pływania statku, w przypadku mocy różnice w wartościach znajdują się w granicach 5%, a dla obrotów około 4%. Wartości te stanowią niewielką różnicę. Ponadto linie zawierające dane wyliczone w sposób tradycyjny są przesunięte w prawo względem danych podanych przez program dla mocy i w lewo dla obrotów, co oznacza zakładanie niższego zapotrzebowania mocy, a co za tym idzie większych obrotów, przy danej prędkości pływania jednostki.

Kolejny, zaprezentowany wykres przedstawia analogiczne dane dla silników Volvo. Rysunek 9. odpowiada zanurzeniu  $T=1,1\text{m}$  i głębokości drogi wodnej  $h=2,5\text{m}$ .





Rysunek 9. Zestawienie obliczonego tradycyjnie i przez program zapotrzebowania mocy i obrotów w funkcji prędkości statku dla silnika Volvo przy T=1,1m i h=2,5m.

Źródło: opracowanie własne.

Powyższy wykres różni się od dotyczącego silników Woli przede wszystkim zakresem prędkości pływania statków. Ponadto linie obrazujące wyniki obliczeń metodą tradycyjną obejmują wyższe prędkości niż wyniki obliczeń programu komputerowego. Niemniej jednak tak samo jak dla silników Woli – wykresy powstałe na podstawie obliczeń są przesunięte w prawo dla mocy i w lewo dla obrotów względem wykresów programu.

Różnice pomiędzy wartościami uzyskiwanymi tymi drogami mieszczą się w granicach 6% dla mocy zapotrzebowanej i 2% dla obrotów.

Cała powyższa grupa wykresów służąca porównaniu wartości uzyskanych na drodze tradycyjnych obliczeń z wynikami uzyskanymi z wykorzystaniem programu komputerowego, charakteryzuje się niewielką rozbieżnością pomiędzy prezentowanymi wynikami, jak i stałym charakterem tych różnic – zapotrzebowanie mocy liczone tradycyjnie zawsze jest niższe a obroty wyższe od danych wyjściowych z programu.

## 5. WNIOSKI

Powyższy artykuł w pobieżny sposób przedstawia dwie metody wyznaczania charakterystyk układu napędowego statku śródlądowego. Jego celem było wskazania złożoności procesu tradycyjnego wykreślania wspomnianych charakterystyk, oraz stosunkowo dobre ich odwzorowanie przy pomocy metod wspomaganych komputerowo.

W obecnych czasach, kiedy technologia rozwija się niemal z dnia na dzień, trzeba być przygotowanym do wykorzystywania metod przyspieszających procesy projektowe i decyzyjne.

## Streszczenie

Kraje Unii Europejskiej dążą do zrównoważonego rozwoju wszystkich gałęzi transportu. Ważne jest również jak najefektywniejsze wykorzystywanie paliw w celu minimalizacji emisji zanieczyszczeń. Z tych powodów ważne jest optymalizowanie parametrów pracy układów napędowych środków transportu. W przypadku wybudowanych już jednostek, pracę układu napędowego optymalizuje się poprzez wyznaczenie najefektywniejszych parametrów pracy, dla istniejących warunków (charakterystyka drogi wodnej, geometria statku). Punktem wyjściowym dla optymalizowania parametrów pracy układu napędowego statku śródlądowego staje się zatem wyznaczenie charakterystyk napędowych. Artykuł przedstawia metody ich modelowania.

Słowa kluczowe: żegluga śródlądowa, układy napędowe, charakterystyki napędowe statku.

## Propulsion systems characteristics of inland ships - modeling methods

### Abstract

European Union countries seek to sustainable development of all modes of transport. The most efficient use of fuels is also important due to minimize the emissions. For these reasons, it is important to optimize the performance of the propulsion systems of transport. For already built ships, the work of the propulsion system is being optimized by setting the most effective parameters for the existing conditions (characteristics of the waterway, the geometry of the vessel). The starting point for optimizing the operating parameters of the propulsion system of inland ships, becomes the designation of propulsion system's characteristics. The paper presents methods of its modeling.

Key words: inland navigation, propulsion systems, characteristics of ship propulsion systems.

## LITERATURA

- [1] J. Kulczyk, J. Winter, Śródlądowy transport wodny, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2003.
- [2] S. Nawrocki, Wyniki badań modelowych oporu zestawów pchanych Bizon, Politechnika Gdańska, Instytut Okrętowy, Gdańsk 1965.
- [3] J. Kulczyk, W. Sradomski, T. Tabaczek, Optimization of inland vessel multipropeller propulsion system operating parameters. In: Computer Systems Aided Science. Industry and Transport. TRANSCOMP 2006.10. Międzynarodowa konferencja Zakopane 4-7 grudnia 2006.
- [4] E. Skupień, Koncepcja modernizacji układu napędowego na pchaczu BIZON III, niepublikowana praca magisterska, Politechnika Wroclawska, Wydział Mechaniczny, Wrocław 2009.