

P O L S K A A K A D E M I A N A U K
INSTYTUT MASZYN PRZEPLYWOWYCH

PRACE
INSTYTUTU MASZYN
PRZEPLYWOWYCH

TRANSACTIONS
OF THE INSTITUTE OF FLUID-FLOW MACHINERY

73

WARSZAWA—POZNAŃ 1976

P A Ń S T W O W E W Y D A W N I C T W O N A U K O W E

PRACE INSTYTUTU MASZYN PRZEPLYWOWYCH

poświęcone są publikacjom naukowym z zakresu teorii i badań doświadczalnych w dziedzinie mechaniki i termodynamiki przepływów, ze szczególnym uwzględnieniem problematyki maszyn przepływowych

*

THE TRANSACTIONS OF THE INSTITUTE OF FLUID-FLOW
MACHINERY

exist for the publication of theoretical and experimental investigations of all aspects of the mechanics and thermodynamics of fluid-flow with special reference to fluid-flow machinery

KOMITET REDAKCYJNY - EXECUTIVE EDITORS
KAZIMIERZ STELLER - REDAKTOR - EDITOR
JERZY KOŁODKO · JÓZEF ŚMIGIELSKI
ANDRZEJ ŻABICKI

REDAKCJA - EDITORIAL OFFICE
Instytut Maszyn Przepływowych PAN,
80-952 Gdańsk, skr. pocztowa 621, ul. Gen. Józefa Fiszerza 14, tel. 41-12-71

Copyright
by Państwowe Wydawnictwo Naukowe
Warszawa 1976
Printed in Poland

PAŃSTWOWE WYDAWNICTWO NAUKOWE - ODDZIAŁ W POZNANIU

Nakład: 350+90 egz. Ark. wyd. 13. Ark. druk. 10. Papier druk. sat. kl. V, 70g, 70×100.
Oddano do składania 9 I 1976. Podpisano do druku 12 XI 1976. Druk ukończono w listopadzie 1976 r. Zam. nr 114/159. H-5/709. Cena zł 40,-

DRUKARNIA UNIwersytetu IM. A. MICKIEWICZA W POZNANIU

HENRYK JARZYNA

Gdańsk

Modelowe badania napędowe statków**Metodyka badań i przetwarzania wyników (propozycje zmian)***

Autor poddaje krytyce stosowaną metodę przetwarzania wyników modelowych badań napędowych, prezentuje własną metodę, uzasadnia celowość i konieczność jej stosowania oraz sugeruje modyfikacje metody modelowych badań napędowych w kierunku wzbogacenia informacji o oddziaływaniu pędnika śrubowego na kadłub.

Spis oznaczeń

v_s – prędkość modelu statku,

v_A – średnia prędkość strumienia za kadłubem,

$w = 1 - \frac{v_A}{v_s}$ – współczynnik strumienia nadążającego,

$I_S = \frac{v_s}{nD}$ – współczynnik posuwu śruby odniesiony do v_s ,

$I_A = \frac{v_A}{nD}$ – współczynnik posuwu śruby odniesiony do v_A ,

R_0 – opór kadłuba bez śruby (łącznie opór ze wszystkimi elementami związanymi),

R_B – opór kadłuba w obecności pracującej śruby (łącznie opór ze wszystkimi elementami związanymi),

$t = 1 - \frac{R_0}{T_B}$ – współczynnik zasysania,

T_0 – napór śruby swobodnej,

Q_0 – moment śruby swobodnej,

T_B – napór śruby za kadłubem,

Q_B – moment śruby za kadłubem,

$K_T = \frac{T}{\rho n^2 D^4}$ – współczynnik naporu

$$\left[(K_T)_0 = \frac{T_0}{\rho n^2 D^4}; (K_T)_B = \frac{T_B}{\rho n^2 D^4} \right],$$

$K_Q = \frac{Q}{\rho n^2 D^5}$ – współczynnik momentu

$$\left[(K_Q)_0 = \frac{Q_0}{\rho n^2 D^5}; (K_Q)_B = \frac{Q_B}{\rho n^2 D^5} \right],$$

$\eta = \frac{K_T}{K_Q} \cdot \frac{I}{2\pi}$ – sprawność śruby,

$\eta_0 = \frac{(P_T)_0}{(P_D)_0}$ – sprawność śruby swobodnej,

$\eta_B = \frac{(P_T)_B}{(P_D)_B}$ – sprawność śruby za kadłubem,

$\eta_P = \frac{P_E}{P_D}$ – sprawność napędowa,

P_D – moc dostarczana na stożek śruby,

P_T – moc naporu,

P_E – moc efektywna,

$\zeta_H = \frac{P_E}{P_T}$ – sprawność kadłuba,

$\zeta_T = \frac{(K_T)_B}{(K_T)_0}$ – współczynnik korekcyjny naporu,

$\zeta_Q = \frac{(K_Q)_0}{(K_Q)_B}$ – współczynnik korekcyjny momentu.

* Praca wykonana w ramach problemu resortowego PAN-19, grupa tematyczna 5.

1. Wstęp

Śruba okrętowa pracuje w strumieniu wody, którego pole prędkości pozostaje w ścisłym związku z ukształtowaniem kadłuba, a w szczególności z ukształtowaniem rufowej części kadłuba. Badania modelowe śrub winny te szczególne warunki pola prędkości odzwierciedlać.

Z uwagi na obiektywne trudności modelowania geometrycznego przestrzeni wokół śrubowej (konieczność modelowania kadłuba łącznie ze śrubą oraz swobodnej powierzchni wody) rozpowszechniony jest sposób postępowania opierający się na zasadzie, że najpierw przeprowadza się systematyczne badania śruby swobodnej (bez kadłuba), a następnie badania napędowe modelu statku z własnym napędem. Te ostatnie mogą być źródłem informacji o współpracy śruby i kadłuba. Informacje te dotyczyć winny z jednej strony wpływu śruby na opór statku, z drugiej zaś wpływu kadłuba na charakterystyczne cechy hydrodynamiczne śruby.

Informacje te, wynikające z napędowych badań modelowych, dotyczą głównie globalnej zmiany oporów, średniej zmiany prędkości strumienia, zmian sprawnościowych i zmian innych parametrów hydrodynamicznych śruby.

Niemożność zachowania pełnego podobieństwa zjawisk hydromechanicznych także w modelowych badaniach napędowych sprawia, że zagadnienie określania efektu skali winno być rozwiązywane równoległe, jeśli wyniki badań modelowych mają być praktycznie użyteczne.

W niniejszej pracy zagadnienie efektu skali w badaniach modelowych zostało celowo pominięte, jako że nie ma ono wpływu na istotę przedkładanych propozycji. Można mieć nadzieję, że przedkładane propozycje ułatwią rozwiązywanie problemu efektu skali w modelowych badaniach napędowych.

2. Charakterystyka i krytyka metody aktualnie stosowanej

W typowych modelowych badaniach napędowych rozwiązuje się następujące proste zadanie.

Na modelu samobieźnym, wyposażonym w śrubę, której swobodne charakterystyki hydrodynamiczne są znane

$$(K_T)_0 = f_T(I), \quad (K_Q)_0 = f_Q(I), \quad \eta_0 = f_\eta(I),$$

przeprowadza się pomiary naporu T_B , momentu Q_B i obrotów n na śrubie oraz prędkości v_s modelu. Z uzyskanych wyników określa się trzy główne parametry:

t – współczynnik zasysania,

w – współczynnik strumienia nadążającego,

ζ_r – „sprawność rotacyjną” śruby.

Tok postępowania jest dość prosty:

1. Z pomierzonych wartości T_B i Q_B obliczamy współczynniki

$$(K_T)_B = \frac{T_B}{\rho n^2 D^4}, \quad (K_Q)_B = \frac{Q_B}{\rho n^2 D^5}.$$

2. Zakładając, że $(K_T)_B = (K_T)_0$ [lub $(K_Q) = (K_Q)_0$] odczytujemy z charakterystyk śruby swobodnej wartość $(I_A)_T$ [lub $(I_A)_Q$] współczynnika posuwu i obliczamy prędkość $v_A = I_A \cdot nD$, a dalej

$$w_T = 1 - \frac{(v_A)_T}{v_s} \quad \text{lub} \quad \left[w_Q = 1 - \frac{(v_A)_T}{v_s} \right].$$

3. Dla znalezionej wartości I_A odczytujemy z charakterystyk śruby swobodnej odpowiednią wartość współczynnika $(K_T)_0$ [lub $(K_Q)_0$] i obliczamy sprawność rotacyjną

$$(\zeta_r)_T = \frac{(K_Q)_0}{(K_Q)_B} = \frac{Q_0}{Q_B} \quad \text{lub} \quad \left[(\zeta_r)_Q = \frac{(K_T)_B}{(K_T)_0} = \frac{T_B}{T_0} \right].$$

4. Dla prędkości modelu v_s , przy której napór wynosi T_B znaleźć można z krzywej oporu modelu $R_0 = R_0(v_s)$ (dla kadłuba bez śruby) wartość oporu R_0 . Stąd oblicza się współczynnik zasysania jako współczynnik wiążący obie wielkości T_B i R_0

$$t = \frac{T_B - R_0}{T_B}.$$

Podany tok postępowania uwzględnia dwie równorzędne drogi, poprzez zakładanie równości naporów śruby swobodnej i śruby przy kadłubie, lub zakładanie równości momentów. Spotyka się trzeci sposób wyznaczania parametrów w i ζ_r .

Oporając się na dwu poprzednich sposobach wyznacza się

$$[w_T, (\zeta_r)_T] \quad \text{oraz} \quad [w_Q, (\zeta_r)_Q],$$

a następnie określa w jako

$$w = \frac{w_T + w_Q}{2},$$

przyjmując ponadto $\zeta_r = 1$.

Niewykluczone, a raczej bardzo prawdopodobne jest pojawianie się w przyszłości innych propozycji. Każda droga wyznaczania parametru w prowadzi do innej wartości. Fakt ten domaga się naświetlenia i uogólniającego potraktowania.

Jest i drugi aspekt wymagający rewizji, który scharakteryzowany zostanie poniżej. Stosuje się pokazany na rys. 1 schemat transmisji mocy z silnika na śrubę.

Poszczególne elementy definiuje się następująco:

– moce

$$(P_D)_B = 2\pi n Q_B, \quad (P_D)_0 = 2\pi n Q_0,$$

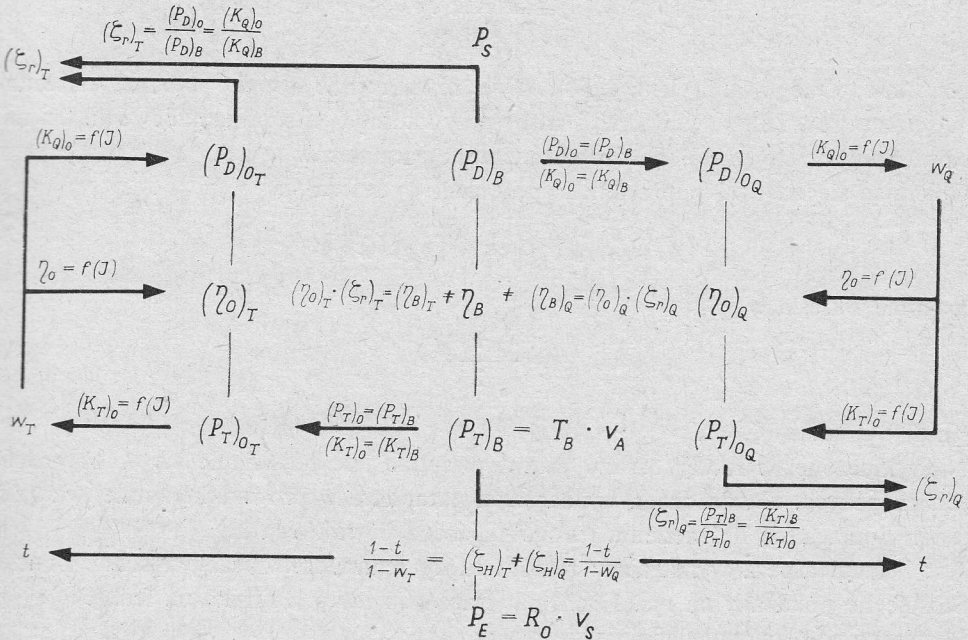
$$(P_T)_B = T_B v_A, \quad (P_T)_0 = T_0 v_A,$$

$$P_E = R_0 v_s,$$

– sprawności

$$\eta_w = \frac{(P_D)_B}{P_s} \quad \text{– sprawność wału,}$$

- $\eta_0 = \frac{(P_T)_0}{(P_D)_0}$ – sprawność śruby swobodnej,
- $\eta_B = \frac{(P_T)_B}{(P_D)_B}$ – sprawność śruby za kadłubem,
- $\zeta_H = \frac{P_E}{(P_T)_B}$ – „sprawność” kadłuba,
- $(\zeta_r)_T = \frac{(P_D)_0}{(P_D)_B}$ – „sprawność rotacyjna” dla $T_B = T_0$,
- $(\zeta_r)_Q = \frac{(P_T)_B}{(P_T)_0}$ – „sprawność rotacyjna” dla $Q_B = Q_0$,
- $\eta_P = \frac{P_E}{(P_D)_B}$ – sprawność napędowa.



Rys. 1. Schemat metody przetwarzania wyników badań napędowych

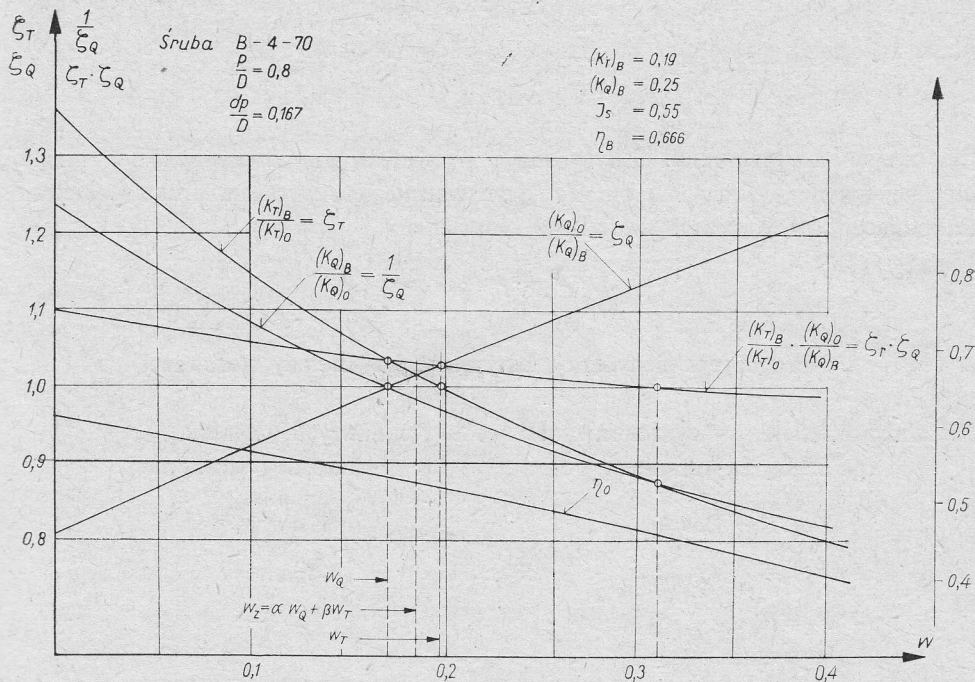
Interesuje nas w szczególności powiązanie sprawności śruby za kadłubem (η_B) ze sprawnością śruby swobodnej (η_0). Mamy więc

$$(\eta_B)_T = \frac{(P_T)_B}{(P_D)_0} \frac{(P_D)_0}{(P_D)_B} = (\eta_0)_T (\zeta_r)_T \tag{2.1}$$

lub

$$(\eta_B)_Q = \frac{(P_T)_0 (P_T)_B}{(P_D)_B (P_T)_0} = (\eta_0)_Q (\zeta_r)_Q \quad (2.2)$$

Można wykazać, choćby na podstawie przebiegu krzywych $\eta_0 = \eta_0(w)$ i $\zeta_r = \zeta_T \cdot \zeta_Q = f(w)$



Rys. 2. Zależność ζ_T , ζ_Q i $\zeta_r = \zeta_T \cdot \zeta_Q$ od metody określonego w

na rys. 2, że

$$(\eta_B)_T \neq (\eta_B)_Q,$$

co musi budzić sprzeciw, jako że sprawność śruby η_B winna być tak definiowana, by była niezależna od dowolności obioru metody wyznaczania w .

Podobnie dla η_P i η_0 mamy

$$(\eta_P)_T = \frac{P_E}{(P_T)_B} \frac{(P_D)_0 (P_T)_B}{(P_D)_B (P_D)_0} = (\zeta_H)_T (\zeta_r)_T (\eta_0)_T \quad (2.3)$$

lub

$$(\eta_P)_Q = \frac{P_E}{(P_T)_B} \frac{(P_T)_B (P_T)_0}{(P_T)_0 (P_D)_B} = (\zeta_H)_Q (\zeta_r)_Q (\eta_0)_Q, \quad (2.4)$$

przy czym $(\eta_P)_T = (\eta_P)_Q$, gdzie

$$\zeta_H = \frac{P_E}{(P_T)_B} = \frac{R_0 v_s}{T_B v_A} = \frac{T_B(1-t)v_s}{T_B(1-w)v_s} = \frac{1-t}{1-w}, \quad (2.5)$$

$w = w_T$ lub $w = w_Q$ zależnie od założenia: $T_B = T_0$ lub $Q_B = Q_0$.

Ten drugi aspekt wymagający rewizji tkwi w tym, że wprowadza się, w sposób nieuzasadniony koniecznością, pojęcia sztuczne, nie znajdujące interpretacji fizycznej. Moc naporu P_T określa się jako

$$P_T = T_B v_A$$

zamiast, zgodnie z przyjętą w mechanice definicją mocy siły, jako

$$P_T = T_B v_s.$$

Nic nie stoi na przeszkodzie, by posłużyć się tym drugim określeniem nie zmieniając ostatecznej postaci wzorów na η_P . Ten fakt właśnie jest wyrazem braku konieczności uzasadniającej wprowadzanie sztucznego określenia

$$P_T = T_B v_A.$$

3. Propozycja modyfikacji interpretacyjnej metody stosowanej

Ustalmy określenie mocy i sprawności według poniższych wzorów:

dla śruby za kadłubem

dla śruby swobodnej

$$(P_D)_B = 2\pi n Q_B$$

$$(P_D)_0 = 2\pi n Q_0$$

$$(P_T)_B = T_B v_s$$

$$(P_T)_0 = \bar{T}_0 v_A$$

$$P_E = R_0 v_s$$

—

$$\eta_B = \frac{(P_T)_B}{(P_D)_B}$$

$$\eta_0 = \frac{(P_T)_0}{(P_D)_0}$$

Jedyna różnica w stosunku do określeń stosowanych obecnie polega na zmianie w określeniu mocy naporu jako

$$(P_T)_B = T_B v_s.$$

Konsekwencje tej zmiany są dość wymowne. I tak sprawność kadłuba, jeśli ją określić jako

$$\zeta_H = \frac{P_E}{(P_T)_B}$$

przybierze prostą postać wyrażoną jedynie za pomocą współczynnika zasysania

$$\zeta_H = \frac{P_E}{(P_T)_B} = \frac{R_0 v_s}{T_B v_s} = \frac{R_0}{T_B} = \frac{T_B(1-t)}{T_B} = 1-t. \quad (3.1)$$

Określa więc oddziaływanie pędnika na kadłub w sensie zmiany oporu kadłuba.

Sprawność pędnika za kadłubem η_B wyrazić można jako

$$\eta_B = \frac{(P_T)_B}{(P_D)_B} = \frac{(P_T)_B (P_T)_0 (P_D)_0}{(P_T)_0 (P_D)_0 (P_D)_B} = \frac{T_B v_s}{T_0 v_A} \eta_0 \frac{Q_0}{Q_B} = \eta_0 \frac{Q_0 T_B v_s}{Q_B T_0 v_A} \quad (3.2)$$

Zakładając, że między v_s i v_A istnieje związek

$$v_A = v_s(1-w),$$

mamy

$$\eta_B = \eta_0 \frac{Q_0 T_B}{Q_B T_0 (1-w)} \quad (3.3)$$

Zgodnie z przedstawioną w rozdziale 2 metodą uzyskujemy

$$(\eta_B)_T = \frac{T_B = T_0}{(\eta_0)_T} \frac{\left(\frac{Q_0}{Q_B}\right)_T}{1-w_T} = (\eta_0)_T \frac{(\zeta_r)_T}{1-w_T} \quad (3.4)$$

lub

$$(\eta_B)_Q = \frac{Q_0 = Q_B}{(\eta_0)_Q} \frac{\left(\frac{T_B}{T_0}\right)_Q}{1-w_Q} = (\eta_0)_Q \frac{(\zeta_r)_Q}{1-w_Q} \quad (3.5)$$

Sprawność η_B jest w takim ujęciu rzeczywistą sprawnością śruby pracującej za kadłubem, niezależną od sposobu jej wyznaczenia

$$\eta_B = \frac{(K_T)_B I_s}{(K_Q)_B 2\pi} = (\eta_0)_T \frac{(\zeta_r)_T}{1-w_T} = (\eta_0)_Q \frac{(\zeta_r)_Q}{1-w_Q} \quad (3.6)$$

sprawność napędowa zaś, zgodnie z jej definicją, wyraża się jako

$$\eta_P = \frac{P_E}{(P_D)_B} = \frac{P_E}{(P_T)_B} \frac{(P_T)_B}{(P_D)_B} = \zeta_H \eta_B = (1-t) \eta_B \quad (3.7)$$

W ten sposób wyraźnie uwypukla się trzy czynniki w wyrażeniu na η_P

$$\eta_P = \eta_0 (1-t) \frac{\zeta_r}{1-w} \quad (3.8)$$

η_0 – sprawność śruby swobodnej.

Sprawność śruby za kadłubem podaną w wyrażeniu (3.3) można przekształcić, przy założeniu, że obroty śruby swobodnej i za kadłubem są takie same, do postaci:

$$\eta_B = \frac{\eta_0}{1-w} \frac{(K_T)_B (K_Q)_0}{(K_T)_0 (K_Q)_B} \quad (3.9)$$

Z drugiej strony sprawność η_B wyznacza się jednoznacznie z pomiarów w badaniach mo-

delowych napędowych

$$\eta_B = \frac{(K_T)_B I_s}{(K_Q)_B 2\pi} \quad (3.10)$$

Wyrażenie

$$\frac{(K_T)_B I_s}{(K_Q)_B 2\pi} = \frac{\eta_0 (K_T)_B (K_Q)_0}{1-w (K_T)_0 (K_Q)_B} \quad (3.11)$$

jest tożsamością względem parametru w . Oznacza to, że każda wartość w spełnia ten związek byleby jej przyporządkować za pomocą charakterystyk śruby swobodnej wielkości η_0 , $(K_T)_0$ i $(K_Q)_0$.

Na rys. 2 przedstawiono przebieg parametrów $(K_T)_B/(K_T)_0$, $(K_Q)_0/(K_Q)_B$ oraz ich iloczynu $(K_T)_B/(K_T)_0 \cdot (K_Q)_0/(K_Q)_B$ w funkcji zmiennej niezależnej w .

Czy jest sens rozpatrywać zmienność parametru w dla ściśle określonych warunków pracy zespołu kadłub + śruba w badaniach napędowych (ściśle określona trójka wartości $(K_T)_B$, $(K_Q)_B$, I_s przy stałych obrotach)? Otóż wbrew pozorom taki sens istnieje. Parametr w odzwierciedla pojęcie umowne, a mianowicie średnią prędkość strumienia zastępczego jednorodnego, w miejsce niejednorodnego pola prędkości. Każda wielkość średnia jest wielkością umowną, choćby dlatego, że zależnie od zastosowanego kryterium wyznaczania tej wielkości średniej, jej wartość może być każdorazowo inna mimo, że pole obiektywne, fizyczne się nie zmieni. Dla ilustracji można rozpatrzeć pole prędkości i jego średnią prędkość. Zależnie od zastosowanego kryterium przy wyznaczaniu prędkości średniej uzyskujemy

$$\begin{aligned} & (v_{sr})_Q \quad \text{dla} \quad Q_{rz} = Q_p \\ - \text{ kryterium równości wydatku,} \\ & (v_{sr})_p \quad \text{dla} \quad P_{rz} = P_p \\ - \text{ kryterium równości pędu;} \\ & (v_{sr})_E \quad \text{dla} \quad E_{rz} = E_p \end{aligned}$$

– kryterium równości energii kinetycznej,

gdzie indeks rz oznacza wartość obliczoną z rzeczywistego pola prędkości, a indeks p wartość obliczoną za pomocą zastępczego pola jednorodnego o prędkości średniej podlegającej wyznaczeniu. Każde kryterium daje inną wartość prędkości średniej i nie to wcale zaskakujące.

Podobnie sprawa wygląda w przypadku szukania średniej prędkości strumienia z kadłubowego z tym, że do wymienionych przykładowo kryteriów związanych jedynie z dynamicznymi parametrami samego strumienia można dołączyć kryteria związane z parametrami pracy śruby.

Praktykowana dziś metoda badań napędowych wyznacza w za pomocą:

– kryterium równości naporu

$$(K_T)_B = (K_T)_0,$$

– kryterium równości momentu

$$(K_Q)_B = (K_Q)_0,$$

– kryterium punktu pośredniego

$$w_Q < w < w_T.$$

W pierwszym przypadku przyjmując wartość $(K_T)_B/(K_T)_0=1$, przy znanej wartości $(K_T)_B$, narzucamy wartość $(K_T)_0$, a tym samym za pomocą krzywej $(K_T)_0=f(I)$ wartość I_A oraz w_T .

Wartość w_T łatwo znaleźć na rys. 2. Jednocześnie te same wartości w_T przyporządkowana jest wartość parametru $(K_Q)_0/(K_Q)_B=(\zeta_R)_T$.

Cała ta trójka przyporządkowanych sobie wartości

$$w_T, \frac{(K_T)_B}{(K_T)_0}=1, \quad \zeta_{rT}=\frac{(K_Q)_0}{(K_Q)_B}$$

spełnia tożsamość (3.11).

Można ten sam fakt zinterpretować inaczej. Można zamiast $(K_T)_B/(K_T)_0$ podstawić do wyrażenia (3.11) jedność i wówczas wyrażenie to staje się równaniem, którego, rozwiązaniem jest ta sama wartość w_T , jaką wyznaczono wyżej.

Podobnie wyjaśnia się stosowanie drugiego kryterium uzyskując inną trójkę wartości

$$w_Q, \frac{(K_T)_B}{(K_T)_0}=\zeta_{rQ}, \quad \frac{(K_Q)_0}{(K_Q)_B}=1$$

spełniających również wyrażenie (3.11).

Tożsamościowy charakter wyrażenia (3.11) pozwala obrać dowolną inną wartość w , np. $w=(w_T+w_Q)/2$ i przyporządkować tej wartości (patrz rys. 2) iloczyn $(K_T)_B/(K_T)_0 \times (K_Q)_0/(K_Q)_B=\zeta_r$.

Z rys. 2 można zauważyć, że wartość tego parametru nie powinna być z reguły przyjmowana jako równa jedności, co się praktykuje w przypadku obioru

$$w = \frac{w_T + w_Q}{1}$$

Obok tych trzech stosowanych kryteriów wyznaczania parametru w można by stawiać dalsze. Każde z tych kryteriów określi średnią prędkość inną wartością w . Biorąc pod uwagę charakterystyki napędowe, wszystkie wymienione kryteria są równorzędne.

Z punktu widzenia projektowania śruby nie jest jednak sprawą obojętną, jaką posłużymy się w projektowaniu prędkością średnią.

Powstaje więc zagadnienie wyboru sposobu określania prędkości średniej z punktu widzenia projektowania śruby.

4. Propozycja zmian w metodyce modelowych badań napędowych i przetwarzania wyników badań

Propozycje tu zawarte dotyczą nie tyle modelowych badań napędowych i ich wyników, jako narzędzia pracy projektanta, ile narzędzia pracy badacza. To narzędzie może się kształtować inaczej z obu tych punktów widzenia. Z punktu widzenia badań mechanizmów wzajemnego oddziaływania na siebie pędnika i kadłuba narzędzie to winno spełniać niektóre warunki o mniejszym znaczeniu dla projektanta. Należy tu szczególnie podkreślić wymóg specjalizacji nośników informacji. Oznacza to, że należałoby dążyć, by

wielkości, poprzez które przekazuje się wyniki badań napędowych, zawierały informacje jednorodne. Stosowany obecnie współczynnik strumienia nadążającego, np. w_T , jest przykładem przekazywania informacji wybitnie niejednorodnych. Z jednej strony przekazuje informacje dotyczące śruby (naporu), z drugiej strony informacje o polu prędkości. W parametrze w_T kryje się sprzężenie naporu ze sztucznie dobraną osiową prędkością. Każdą różnicę między wielkościami $(K_T)_B$ i $(K_T)_0$ można w ten sposób wyrównać poprzez dobór prędkości średniej. Kryje się w takim postępowaniu aprioryczne założenie, że jedynym źródłem rozbieżności między T_B i T_0 jest wartość prędkości średniej.

To uproszczenie uniemożliwia wykrywanie, poprzez kojarzenie badań swobodnych śruby i badań napędowych, poszczególnych przyczyn zmian charakterystyk hydrodynamicznych śruby.

Nie ma w takim schemacie miejsca na rejestrację zmian naporu spowodowanych innym usytuowaniem śruby w badaniach swobodnych i napędowych. Nie ma też miejsca na rejestrację wpływu charakteru pola prędkości, charakteru jego niejednorodności, na wielkość naporu. Współczynnik w_T ujmuje wszystkie badane elementy globalnie, bez możliwości rejestrowania i analizowania częściowych zmian naporu wywoływanych różnymi przyczynami.

Zasada jednorodności informacji zawartych w nośnikach informacji może być zrealizowana poprzez niezależne od parametrów pracy śruby określanie prędkości średniej strumienia przed śrubą. Konieczne są tu jednak dodatkowe pomiary pola prędkości za kadłubem bez śruby. W obecnym programie badań napędowych pomiarów takich się nie przeprowadza. Przeprowadza się je natomiast dla innych celów, dla projektowania śruby dostosowanej do strumienia nadążającego.

Projektowanie śrub drogą analityczną, dostosowanych do pola prędkości za kadłubem, staje się koniecznością w przypadkach śrub silnie obciążonych. Zapotrzebowanie więc na pomiary tego pola będzie gwałtownie wzrastało. Kojarzenie badań napędowych z pomiarem prędkości za kadłubem nie powinno budzić zastrzeżeń ze strony wykonawstwa badań.

Rozwiązać natomiast należy dodatkowe zagadnienia z tym związane.

Jednym z tych zagadnień jest konieczność transformowania pola prędkości za kadłubem bez śruby (pola nominalnego) na pole efektywne. Śruba pracująca za kadłubem powoduje zmianę nominalnego pola nie tylko dlatego, że wytwarza pole prędkości indukowanych, lecz także dlatego, że zmieniać może charakter opływu kadłuba. Nałożenie na pole nominalne tych zmian prędkości, które są wynikiem zmiany charakteru opływu kadłuba, daje w rezultacie efektywne pole prędkości. Inaczej określając, można powiedzieć, że gdyby od pola prędkości za kadłubem ze śrubą odjąć indukowane pole prędkości, uzyskamy również efektywne pole prędkości.

W szczególnych przypadkach może się okazać, że efektywne pole prędkości pokrywa się praktycznie z nominalnym polem prędkości.

Efektywne pole prędkości stanowi punkt wyjścia do projektowania śruby, a wynika to ze struktury metod projektowych śrub, gdzie indukowane pole prędkości włączone jest organicznie w proces projektowania.

Drugim zagadnieniem jest wyznaczanie przekroju strumienia przedśrubowego dla określenia średniej prędkości efektywnego pola prędkości za pomocą kryterium równego

wydatku. Pomiar nominalnego pola prędkości można przeprowadzić w płaszczyźnie śruby i wtedy przekrojem tym będzie przekrój kręgu śrubowego.

Na tej zasadzie wyznaczona prędkość średnia strumienia przed śrubą opisywana jest współczynnikiem strumienia nadążającego w i stanowi podstawę do geometrycznego kształtowania śruby pracującej w strumieniu zastępczym o prędkości równej tej właśnie prędkości średniej.

Z charakterystyk hydrodynamicznych śruby swobodnej uzyskujemy dla określonego współczynnika strumienia nadążającego w i określonego współczynnika posuwu odniesionego do prędkości modelu statku I_s wartości współczynnika naporu i momentu $(K_T)_0$ i $(K_Q)_0$. Wartości te różnią się od tych, jakie uzyskamy w badaniach śruby za kadłubem $(K_T)_B$ i $(K_Q)_B$.

Proponuje się stosunki tych wielkości

$$\zeta_T = \frac{(K_T)_B}{(K_T)_0} \quad \text{oraz} \quad \zeta_Q = \frac{(K_Q)_0}{(K_Q)_B}$$

rejestrwać w badaniach napędowych i nazywać współczynnikami korekcyjnymi naporu i momentu.

Pierwszy z nich (ζ_T) określa zmiany naporu śruby swobodnej i śruby za kadłubem, jeśli śruba swobodna pracuje w strumieniu zastępczym, którego prędkość jest średnią prędkością efektywnego strumienia zakadłubowego. Drugi (ζ_Q) określa podobnie zmiany momentu.

Iloczyn tych współczynników korekcyjnych

$$\zeta = \zeta_T \zeta_Q = \frac{(K_T)_B (K_Q)_0}{(K_T)_0 (K_Q)_B}$$

jest odpowiednikiem „sprawności” rotacyjnej z metody będącej dziś w użyciu.

Proponowane współczynniki korekcyjne ζ_T i ζ_Q mogą spełniać bardzo ważną rolę w badaniach napędowych, w których pragnie się poddać weryfikacji wyniki uzyskane w analitycznym projektowaniu śrub dostosowanych do strumienia nadążającego. Jeśli w wyniku obliczeń teoretycznych uzyskaliśmy

$$(K_T)_B^P \quad \text{i} \quad (K_Q)_B^P,$$

a w wyniku pomiarów w badaniach napędowych mamy

$$(K_T)_B \quad \text{i} \quad (K_Q)_B,$$

wówczas współczynniki korekcyjne naporu i momentu

$$\zeta_T = \frac{(K_T)_B}{(K_T)_B^P} \quad \text{i} \quad \zeta_Q = \frac{(K_Q)_B^P}{(K_Q)_B}$$

są miarą odchyłek mierzonych wartości naporu i momentu od wartości wyznaczonych na drodze obliczeń. W tego rodzaju badaniach współczynnikiem strumienia nadążającego w nie operuje się. Operuje się natomiast nadal nominalnym (pomiar) i efektywnym (transformacja) polem prędkości.

Proponuje się więc przekazywanie informacji z badań napędowych w formie czterech współczynników:

$$(t, w, \zeta_T, \zeta_Q),$$

z których t informuje o zmianach oporu kadłuba wywołanych pracą śruby, w – o średniej prędkości efektywnej zakadłubowego pola prędkości, ζ_T – o zmianach naporu śruby, ζ_Q – o zmianach momentu śruby.

W dotychczasowej praktyce posługiwano się również czterema współczynnikami

$$\left(t, w_T, \zeta_T=1, \zeta_Q=\frac{(K_Q)_0}{(K_Q)_B} \right) \quad \text{lub} \quad \left(t, w_Q, \zeta_T=\frac{(K_T)_B}{(K_T)_0}, \zeta_Q=1 \right).$$

Przyzwyczajenia praktyków związane z wykorzystywaniem tej nowej czwórki współczynników nie ulegają zmianie. Zamiast wartości $\zeta_T=1$ (lub $\zeta_Q=1$) stosuje się teraz wartości $\zeta_T \neq 1$ (lub $\zeta_Q \neq 1$). Cały pozostały tok postępowania nie ulega zmianie.

5. Uwagi dotyczące współczynnika zasysania

Współczynnik zasysania definiuje się jako

$$\frac{R_0}{T_B} = (1-t),$$

gdzie R_0 – opór statku (modelu statku) bez śruby, T_B – napór śruby pracującej za kadłubem równy całkowitemu oporowi kadłuba w tych warunkach, t – współczynnik zasysania.

Nazwa współczynnika zasysania sugeruje, że chodzi tu o zmianę ciśnienia na kadłubie w rejonie pracy śruby, co prowadzi do powiększenia oporu statku z R_0 na $R_B = T_B$. Tymczasem wielkość R_0 należałoby bliżej sprecyzować, a mianowicie określić, czy R_0 obejmuje tylko siły na właściwym kadłubie, czy również na elementach z kadłubem związanych. Wyjaśnić można tę okoliczność bliżej na przykładzie układu: kadłub + ster.

Niech opór układu bez śruby wynosi

$$R_{Ok} + R_{Ost} = R_0$$

gdzie R_{Ok} – opór właściwego kadłuba, R_{Ost} – opór steru.

Wskutek pracy śruby zmieni się opór układu, bo zmienia się opory R_{Ok} o $\Delta R_{Ok} = t_k T_B$ oraz R_{Ost} o $(-\Delta R_{Ost}) = (-t_{st} T_B)$. Opór steru maleje wskutek pracy śruby i to tym bardziej, im bardziej obciążona śruba.

Mamy więc dla układu ze śrubą

$$R_{Ok} + \Delta R_{Ok} + R_{Ost} - \Delta R_{Ost} = T_B$$

lub

$$R_{Ok} + t_k T_B + R_{Ost} - t_{st} T_B = T_B$$

stąd

$$R_{Ok} + R_{Ost} = T_B [1 - (t_k - t_{st})]$$

lub

$$R_0 = T_B [1 - (t_k - t_{st})].$$

Jeśli przyjąć $t = t_k - t_{st}$ i interpretować t jako współczynnik określający zmianę oporu kadłuba właściwego, to dojdziemy do wniosku, że skutek takiej interpretacji przypiszemy śrubie mniejszy wpływ na opór kadłuba właściwego niż to jest w rzeczywistości, ponieważ jednocześnie na sterze następuje zmiana oporu steru w kierunku jego malenia.

Dla celów bezpośredniego wykorzystywania współczynnika t w praktyce projektowej nie ma ten fakt większego znaczenia. Korzystanie jednak ze zbioru współczynników t nagromadzonych w trakcie badań, celem np. uogólnień zmierzających do wiązania parametrów kształtu kadłuba z parametrem t , byłoby niewłaściwe, gdyby, jak to bywa, kojarzyć R_0 jedynie z oporem właściwego kadłuba.

Podobnie konieczne jest rozdzielenie zmian oporu kadłuba właściwego i steru w przypadku bardziej wnikliwych badań nad kształtowaniem rufy i steru.

Układ kadłub + ster podano jedynie tytułem przykładu i dla zilustrowania konieczności bardzo szczegółowego rozważenia rozbitcia współczynnika t na elementy odpowiadające elementom konkretnego układu.

6. Podsumowanie propozycji

Propozycje zawarte w pracy są trojakiego rodzaju.

6.1. Propozycje modyfikacji interpretacji stosowanej obecnie metody

Proponuje się przyjąć jako podstawowe określenie mocy naporu śruby pracującej za kadłubem wyrażenie

$$(P_T)_B = T_B v_s,$$

co przy jednoczesnym określeniu mocy efektywnej jako $P_E = R_0 \cdot v_s$ prowadzi do wyrażenia na sprawność śruby za kadłubem w postaci

$$\eta_B = \frac{(P_T)_B}{(P_D)_B} = \frac{\eta_0 (K_T)_B (K_Q)_0}{1 - w (K_T)_0 (K_Q)_B}.$$

Wyrażenie to przyjmuje taką samą wartość, niezależnie od wartości parametru w (niezależnie od sposobu wyznaczania w).

„Sprawność kadłuba” zaś wyraża się jako

$$\zeta_H = \frac{P_E}{(P_T)_B} = \frac{R_0 v_s}{T_B v_s} = 1 - t$$

i wobec tak prostego związku współczynnika ζ_H ze współczynnikami zasysania t można z pojęcia tego w ogóle zrezygnować.

6.2. Propozycje zmian w metodyce modelowych badań napędowych i przetwarzania wyników badań

1. Proponuje się wyznaczać średnią prędkość strumienia przed śrubą na podstawie pomiarów nominalnego pola prędkości, po zastosowaniu transformacji pola nominalnego w efektywne pole prędkości.

Tak wyznaczona średnia prędkość, scharakteryzowana współczynnikiem strumienia nadążającego w , służyć może nie tylko prognozom napędowym, lecz również geometrycznemu kształtowaniu śruby w przypadku śruby projektowanej na zastępcze pole jednorodne.

2. Proponuje się wyrażać zmiany współczynników naporu (K_T) i momentu (K_Q) przy przejściu z warunków swobodnych na warunki za kadłubem w postaci współczynników korekcyjnych naporu i momentu

$$\zeta_T = \frac{(K_T)_B}{(K_T)_0} \quad \text{i} \quad \zeta_Q = \frac{(K_Q)_0}{(K_Q)_B}$$

3. Proponuje się przekazywać informacje z badań napędowych w postaci czterech współczynników (t , w , ζ_T , ζ_Q) o wyraźnej specjalizacji każdego z nich z punktu widzenia przekazywanych informacji.

6.3. Uwagi dotyczące współczynnika zasysania

Proponuje się rozbijanie współczynnika t w uzasadnionych przypadkach na elementy odpowiadające elementom układu kadłubowego (np. $t = t_k - t_{st}$ w przypadku układu: kadłub – ster).

Praca wpłynęła do Redakcji w listopadzie 1974 r.

Модельное испытание судового привода

Методика испытаний и обработки результатов (предложения изменений)

Резюме

В работе дана оценка применяемого метода обработки результатов испытаний судового привода. В работе не поднят вопрос эффекта масштаба при модельных испытаниях привода.

Из этой оценки вытекают предложения относительно модификации интерпретации прикладного метода. Для основного определения мощности напора винта, работающего за корпусом судна, предлагается следующее выражение:

$$(P_T)_B = T_B v_s \quad \text{вместо} \quad (P_T)_B^* = T_B v_A,$$

что при одновременном определении эффективной мощности в форме $P_E = R_0 v_s$ приводит к выражению к.п.д. винта за корпусом судна в форме

$$\eta_B = \frac{(P_T)_B}{(P_n)_B} = \frac{\eta_0}{1-w} \frac{(K_T)_B (K_Q)_0}{(K_T)_0 (K_Q)_B} \quad \text{вместо} \quad \eta_B^* = \eta_0 \frac{(K_T)_B (K_Q)_0}{(K_T)_0 (K_Q)_B}$$

Это выражение принимает иначе, чем η_B^* , такую же величину, независимо от значения параметра w (т.е. независимо от способа определения w), „к.п.д. же корпуса судна”, как отображение воздействия винта на корпусную систему, выражается в форме

$$\zeta_H = \frac{P_E}{(P_T)_B} = \frac{R_0 v_s}{T_B v_s} = 1 - t \quad \text{вместо} \quad \zeta_H^* = \frac{1 - t}{1 - w}.$$

Взяв во внимание факт, что ввиду независимости η_B от w , коэффициент w служит исключительно геометрическому формированию винта, автор приходит к выводу, что этот коэффициент должен характеризовать эффективное поле скоростей за судовым корпусом.

Этот вывод соответствует аргументу такого формирования носителей информации испытаний привода, чтобы они могли передавать однородные сведения. Испытания привода могут тогда служить более глубокой пенетрации механизмов воздействия друг на друга винта и корпуса.

Итак автор предлагает определять среднюю скорость потока перед винтом на основе номинального поля скоростей (измерения поля скоростей за корпусом без винта) после трансформации его в эффективное поле.

Автор определяет эффективное поле, как такое поле скоростей, в которое превращается номинальное поле ввиду изменений обтекания корпуса, вызванных работой винта, однако без учета поля индуцированных скоростей в понятии теории винта. Затем эффективную среднюю скорость соединяют со скоростью судна коэффициентом попутного потока. Одновременно предлагается определять разницы между коэффициентами напора $(K_T)_0$ и момента $(K_Q)_0$ свободного винта, отвечающими определенной величине w , и коэффициентами $(K_T)_B$ и $(K_Q)_B$, отвечающими винту за корпусом, в виде коэффициентов корреляции напора и момента

$$\zeta_T = \frac{(K_T)_B}{(K_T)_0} \quad \text{и} \quad \zeta_Q = \frac{(K_Q)_0}{(K_Q)_B}.$$

Произведение этих коэффициентов

$$\zeta = \zeta_T \zeta_Q = \frac{(K_T)_B (K_Q)_0}{(K_T)_0 (K_Q)_B}$$

принимает форму, отвечающую ныне применяемому „ротационному к.п.д.”

$$(\zeta_r)_T = \zeta_Q \quad \text{когда} \quad \frac{(K_T)_B}{(K_T)_0} = 1,$$

$$(\zeta_r)_Q = \zeta_T \quad \text{когда} \quad \frac{(K_Q)_0}{(K_Q)_B} = 1.$$

Это предложение сводится к передаче информации о испытании привода в форме четырех коэффициентов

$$(t, w, \zeta_T, \zeta_Q)$$

с отчетливым разграничением передаваемых информации:

- об изменении напора корпуса под влиянием работы винта (t),
- о средней величине аксиальной скорости поля скоростей за корпусом (w),
- об изменении напора (ζ_T) и об изменении момента (ζ_Q) винта, работающего за корпусом по отношению к свободному винту.

Автор предлагает также, чтобы в обоснованных случаях производить разложение коэффициента засасывания (t) на элементы отвечающие элементам корпусной системы (напр. $t = t_k - t_{st}$ для системы корпус — руль). Целью такой процедуры является открытие пути для использования испытания привода во время анализа механизма параллельной работы винт — корпус.

Model Ship Self-Propulsion Tests

Methodology of Testing and Processing of Results

Summary

The method for processing the results of model self-propulsion tests as used at present has been subjected to a critical discussion, the ship-model correlation problem having been neglected.

In conclusion modifications of the interpretation of the method as currently used have been proposed. It has been suggested that the basic formula expressing the thrust power of the screw in behind condition should be

$$(P_T)_B = T_B v_s \quad \text{rather than} \quad (P_T)_B^* = T_B v_A$$

which, with simultaneously defining the effective power $P_E = R_0 \cdot v_s$ leads to the formula expressing the propeller efficiency in behind condition in the form

$$\eta_B = \frac{(P_T)_B}{(P_D)_B} = \frac{\eta_0 (K_T)_B (K_Q)_0}{1 - w (K_T)_0 (K_Q)_B} \quad \text{rather than} \quad \eta_B^* = \eta_0 \frac{(K_T)_B (K_Q)_0}{(K_T)_0 (K_Q)_B}$$

Opposite to η_B^* this expression takes on the same value irrespective of w (i. e. it does not depend on the way of how w has been determined). The „hull efficiency” expressing the screw-hull system interaction is expressed by formula

$$\zeta_H = \frac{P_E}{(P_T)_B} = \frac{R_0 v_s}{T_B v_s} = 1 - t \quad \text{rather than} \quad \zeta_H^* = \frac{1 - t}{1 - w}$$

Taking into account the fact that, having regard to the independence of η_B on w , the coefficient w is intended exclusively for the geometric shaping of the screw, the author has arrived at the conclusion that this coefficient should characterize the effective velocity field behind the hull.

This conclusion accords with the argument postulating such shaping of media carrying information from the self-propulsion tests so as to ensure a uniformity of transferred informations. Self-propulsion tests can then be utilized for a deeper penetration of the mechanisms of mutual interaction between screw and hull.

The author consequently suggests to determine the average propeller speed of advance as based on the nominal speed field (measurements of the speed field behind the hull without screw) after its transformation into the effective field. The author defines the effective field as that speed field into which the nominal one would be transformed by changes in the flow-around of the hull caused by the screw operation with, however, no account taken of the induced speed field in accordance with the propeller theory. The effective average speed is afterwards related to the ship's speed through the coefficient w of the wake. Simultaneously it is suggested to determine the differences between the thrust and torque coefficients of the open water screw $((K_T)_0$ and $(K_Q)_0$) for the given value w , and the coefficients $(K_T)_B$ and $(K_Q)_B$ due to the screw in behind condition, in the form of the thrust and torque correlation coefficients:

$$\zeta_T = \frac{(K_T)_B}{(K_T)_0} \quad \text{and} \quad \zeta_Q = \frac{(K_Q)_0}{(K_Q)_B}$$

The product of these coefficients

$$\zeta = \zeta_T \zeta_Q = \frac{(K_T)_B (K_Q)_0}{(K_T)_0 (K_Q)_B}$$

takes on the form being equivalent to the „rotational efficiency” now in use:

$$(\zeta_r)_T = \zeta_Q \quad \text{when} \quad \frac{(K_B)_B}{(K_T)_0} = 1,$$

$$(\zeta_r)_Q = \zeta_T \quad \text{when} \quad \frac{(K_Q)_0}{(K_Q)_B} = 1.$$

The proposal as presented in the paper consists in transferring information from the self-propulsion tests in the form of a set of four coefficients

$$(t, w, \zeta_T, \zeta_Q)$$

which carry informations clearly separated one from another, namely those on:

- hull resistance change due to the screw operation (t),
- average value of the axial speed in the speed field behind the hull (w),
- thrust ζ_T and torque ζ_Q change when the screw is in behind condition as compared to the open water screw.

The author has also suggested that in justified cases the coefficient t be split into components related to the hull system components (e. g. $t = t_k - t_{st}$ for the hull-rudder system). This would aim at opening the way for utilizing the self-propulsion tests for analyzing the hull-screw interaction mechanism.