

Politechnika Wrocławska
Wydział Mechaniczny
Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn
Zakład Modelowania Maszyn i Urządzeń Hydraulicznych oraz Statków Śródlądowych

Rozprawa doktorska

Maciej Zawiaślak

**Wpływ głębokości drogi wodnej na opór lepkościowy
statku śródlądowego**

Promotor:
prof. dr hab. inż Jan Kulczyk

Wrocław

2004

Spis treści

Spis treści.....	2
Wykaz oznaczeń.....	5
Wstęp.....	7
1. Fizyczne czynniki i uwarunkowania powstawania oporu ruchu statku	9
1.1. Opór lepkości.....	11
1.2. Opór lepkości ciśnienia	14
1.3. Opór falowy.....	15
2. Metody wyznaczania oporu.....	18
2.1. Metody przybliżone.....	18
2.2. Badania modelowe.....	19
2.2.1. Klasyczna metoda Froude’a	20
2.3. Metody CFD w wyznaczaniu oporu całkowitego statku.....	24
2.3.1. Podstawy teoretyczne systemu obliczeniowego.....	25
2.3.2. Modele turbulencji.....	30
2.3.3. Metody numeryczne	32
2.3.4. Siatki numeryczne.	34
2.3.5. Obliczenia CFD	36
3. Wpływ ograniczenia głębokości na kształtowanie się oporu	37
3.1. Opór falowy.....	37
3.2. Opór lepkości – prędkość wsteczna.....	39
3.3. Wpływ prądu w rzece	40
3.4. Metody wyznaczania oporu na wodzie płytkiej	41
4. Składniki oporu na wodzie płytkiej	44
4.1. Udział oporu lepkości w zależności od h/T	47
4.2. Udział oporu lepkości w zależności od liczby Froude’a	48
4.3. Udział oporu lepkości w zależności od skali.....	48
4.4. Udział oporu lepkości w zależności od sposobu łączenia zestawu	49
4.5. Udział oporu lepkości w zależności od długości zestawu.....	50
4.6. Udział oporu lepkości w zależności od kształtu	50
4.7. Wpływ uwzględnienia współczynnika kształtu na udział oporu lepkości w oporze całkowitym	53

4.8. Zastosowanie współczynników kształtu do przeliczenia oporu modelu na obiekt rzeczywisty	56
Cel i teza pracy	58
5. Zastosowanie systemu FLUENT do obliczeń oporu	59
5.1. Dane wejściowe, kształt statku	60
5.2. Budowa siatki obliczeniowej	63
5.3. Poprawność siatki	66
5.4. Skalowanie modelu	66
5.5. Wybór metody obliczeń i modelu turbulencji	66
5.6. Warunki brzegowe	67
5.7. Wybór metody dyskretyzacji układu równań	68
5.8. Warunki początkowe	68
5.9. Parametry relaksacji i poziom zbieżności	68
5.10. Obliczenia	69
6. Wyniki obliczeń	71
6.1. OBM	71
6.2. SFKO	75
6.3. Kształty Z	83
6.4. B170	85
6.5. BM DUISBURG	86
7. Współczynnik oporu lepkości na wodzie płytce	88
7.1. Zależność dla $\Delta p = 0$	88
7.2. Zależność dla $\Delta p \neq 0$	90
7.2.1. Zasady obliczeń	95
7.2.2. Sprawdzenie wzorów	97
7.2.3. Zalety i wady zależności	100
7.2.4. Zastosowanie zależności c_{Fh} wyznaczania współczynnika oporu lepkiego do analizy oporowej metodą Froude'a	101
8. Współczynnik kształtu	109
8.1. OBM – współczynnik kształtu	109
8.2. SFKO – współczynnik kształtu	110
8.3. Kształty Z – współczynnik kształtu	111
8.4. B170 i B170(3) – współczynnik kształtu	112

8.5. BM DUISBURG – współczynnik kształtu	114
8.6. OBM – dzioby – współczynnik kształtu.....	115
8.7. „Mapa” współczynnika kształtu	120
9. Podsumowanie i kierunki dalszych badań.....	122
Literatura	125
Załącznik A.....	131
Załącznik B.....	132
Spis rysunków	133
Spis tabel	137

Wykaz oznaczeń

$(1+k_0)$	– współczynnik kształtu	[-]
B	– szerokość statku.....	[m]
CB	– współczynnik pełnotliwości podwodzia.....	[-]
CB _D	– współczynnik pełnotliwości części dziobowej...	[-]
c _{FO}	– współczynnik oporu tarcia płaskiej płyty	[-]
c _R	– współczynnik oporu resztowego	[-]
c _T	– współczynnik oporu całkowitego statku	[-]
F	– siła masowa	[N]
Fr	– liczba Froude'a.....	[-]
g	– przyspieszenie ziemskie	[m]
h	– głębokość drogi wodnej.....	[m]
L	– długość statku	[-]
L _W	– długość na wodnicy konstrukcyjnej	[m]
p	– ciśnienie.....	[Pa]
P	– tensor naprężeń.....	[N/m ²]
P _E	– moc holowania okrętu	[kW]
Re	– liczba Reynoldsa.....	[-]
R _F	– siła oporu tarcia	[N]
R _P	– siła oporu ciśnienia.....	[N]
R _R	– siła oporu resztowego.....	[N]
R _T	– siła oporu całkowitego.....	[N]
R _V	– siła oporu lepkościowego	[N]
R _{VP}	– siła lepkościowego oporu ciśnienia.....	[N]
R _W	– siła oporu falowego	[N]
S	– powierzchnia statku.....	[m ²]
T	– zanurzenie statku	[m]
t	– czas	[s]
v	– prędkość.....	[m/s]
v _{kr}	– prędkość krytyczna.....	[m/s]
∇	– objętość statku	[m ³]

γ	– współczynnik interminacji	[-]
λ	– skala modelu.....	[-]
μ	– współczynnik lepkości dynamicznej	[Pa s]
ν	– współczynnik lepkości kinematycznej	[m ² /s]
ρ	– gęstość cieczy	[kg/m ³]
τ	– naprężenia styczne.....	[N/m ²]
τ_l	– naprężenia laminarne.....	[N/m ²]
τ_t	– naprężenia turbulentne	[N/m ²]

Indeksy dolne

i, j	– wersory ortokartezjańskiego układu współrzędnych
s	– statek
M	– model

Wstęp

Podczas projektowania statków śródlądowych jednym z zadań projektanta jest przewidywanie wpływu kształtu kadłuba na właściwości hydrodynamiczne statku. Znajomość całkowitej siły oporu kadłuba jest bardzo istotna ze względu na dobór napędu. Bardzo ważnym czynnikiem są tu względy ekonomiczne. Kryterium ekonomiczne, minimalizacja kosztów paliwa, narzuca projektowanie kształtu, który zapewnia minimalne opory ruchu statku, przy zadanych parametrach pływania.

Projektant ma do dyspozycji trzy sposoby wyznaczania oporu kadłuba statku. Są to metody przybliżone, badania modelowe oraz obliczenia CFD. Za najbardziej dokładną uważa się metodę opartą na badaniach modelowych. W odniesieniu do statków morskich badania modelowe są standardową procedurą podczas projektowania. W przypadku statków śródlądowych badania modelowe z uwagi na ich wysoki koszt nie zawsze są wykonywane. Pozostają metody przybliżone, obarczone jednak dużymi błędami. Siłę oporu uzyskaną dla modelu przelicza się na obiekt rzeczywisty wg metody Froude'a, gdzie wartość współczynnika lepkości kadłuba jest przyjmowana jako wartość współczynnika lepkości ekwiwalentnej płaskiej płyty. Dodatkowo wprowadza się tzw. współczynnik kształtu, który ma „dopasować” współczynnik oporu lepkiego płaskiej płyty do obiektu rzeczywistego. Do określenia współczynnika tarcia lepkiego stosuje się wzory ITTC57 lub Schenhera. Zależności określających wartość współczynnika kształtu jest wiele.

Dotychczas w odniesieniu do statków śródlądowych w prognozowaniu oporu na podstawie wyników badań modelowych wykorzystuje się metodykę stosowaną dla statków morskich, pływających w wodzie głębokiej.

Statki śródlądowe pływają w specyficznych warunkach. Należą do nich ograniczenia drogi wodnej – głębokość i szerokość. Na rzekach, po których poruszają się statki występuje prąd zasadniczo zmieniający warunki opływu zależnie od tego czy statek płynie z prądem – w dół rzeki, czy pod prąd – w górę rzeki. Nieuwzględnianie tych warunków podczas wyznaczania oporu powoduje powstawanie dodatkowych błędów, trudnych do oszacowania.

W pracy:

- Zaproponowano nową zależność umożliwiającą wyznaczanie współczynnika oporu tarcia lepkiego z uwzględnieniem głębokości drogi wodnej. Nowa zależność określania współczynnika oporu lepkościowego uwzględnia kształt kadłuba statku. Zależność tę zastosowano do przeliczania oporu wg Froude'a.

- Przeanalizowano zmianę współczynnika kształtu dla typowych towarowych statków śródlądowych na ograniczonej drodze wodnej.
- Zaadaptowano komercyjny system obliczeniowy FLUENT do obliczeń oporu statków.

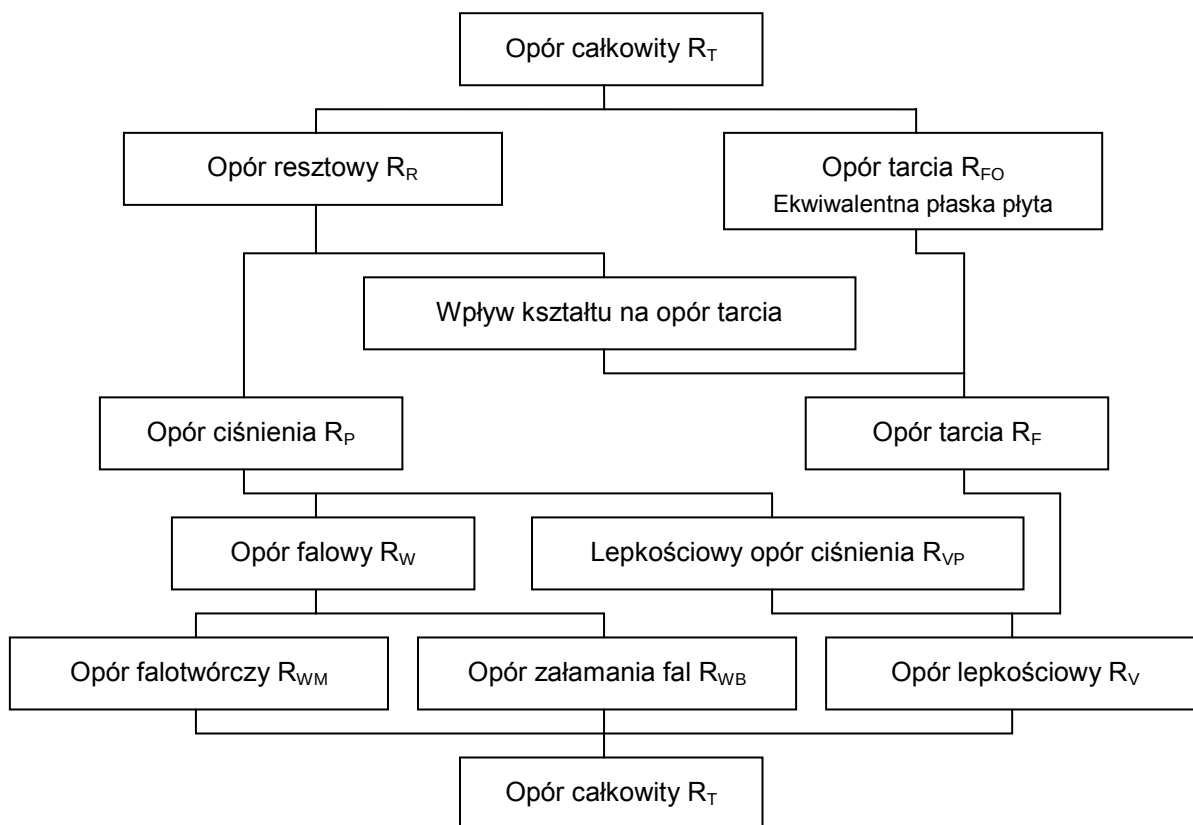
Obecnie obserwuje się szybki rozwój metod numerycznych, stosowanych do obliczania opływu kadłuba statku. Problemem jest obliczenie opływu kształtu kadłuba statku w skali 1:1 z uwzględnieniem powierzchni swobodnej. Poprawne obliczenia opływu kadłuba wykonuje na świecie kilka ośrodków hydromechaniki okrętowej. Metody CFD nie wyeliminują całkowicie metod doświadczalnych, lecz są bardzo dobrym ich uzupełnieniem. Należy prowadzić prace w kierunku zwiększania dokładności CFD.

1. Fizyczne czynniki i uwarunkowania powstawania oporu ruchu statku

Statek to bryła sztywna opływana przez ciecz. Statki, pomijając łodzie podwodne, przemieszczają się na granicy dwu ośrodków – wody i powietrza. Jednak główne siły działające na statek w ruchu postępowym wynikają z oddziaływania wody i powierzchni swobodnej. Siły te dzielimy na:

- masowe – przyciągania ziemskiego (ciężar statku),
- powierzchniowe – oddziaływania środowiska (oporu powietrza), wody (hydrodynamiczne),
- skupione (pozostałe) – holu, sieci rybackich itp.

Ze wszystkich przedstawionych sił największy udział ma siła oporu gołego kadłuba R_T . Podział całkowitej siły oporu przedstawiono na rys. 1.1.



Rys. 1.1. Schemat podziału oporu całkowitego statku [45]

Z fizycznego punktu widzenia opór kadłuba statku jest wynikiem powstawania naprężeń stycznych i normalnych do powierzchni. Sumując elementarne naprężenia odnoszące się do całego kadłuba, otrzymamy opór całkowity. Naprężenia normalne wynikają z rozkładu ciśnień na części zwilżonej kadłuba zaś naprężenia styczne powstają na skutek lepkości cieczy i pochodzą od istniejącego gradientu prędkości na powierzchni opływanej.

Podczas ruchu statku powstaje dodatkowy opór wynikający z tworzenia się układu fal, jako konsekwencję oddziaływania powierzchni swobodnej w ziemskim polu grawitacyjnym. Uwzględniając czynniki fizyczne możemy podzielić opór całkowity, na opór styczny i normalny:

$$R_T = R_F + R_p \quad (1.1)$$

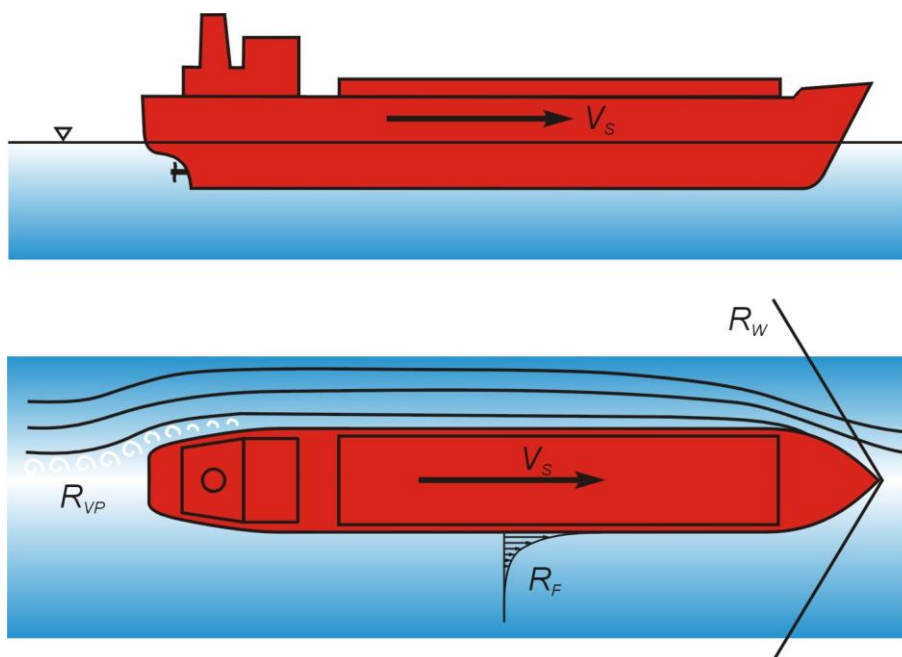
Natomiast opór ciśnienia na opór falowy i lepkościowy opór ciśnienia:

$$R_p = R_w + R_{vp} \quad (1.2)$$

Po podstawieniu otrzymujemy:

$$R_T = R_F + R_w + R_{vp} = \int_S \tau \cdot \cos(n, v) dS - \int_S p \cdot \cos(n, v) dS - \int_S \Delta p \cdot \cos(n, v) dS \quad (1.3)$$

gdzie: $\cos(n, v)$ – cosinus kąta zawartego między wektorem prędkości a normalną do powierzchni.



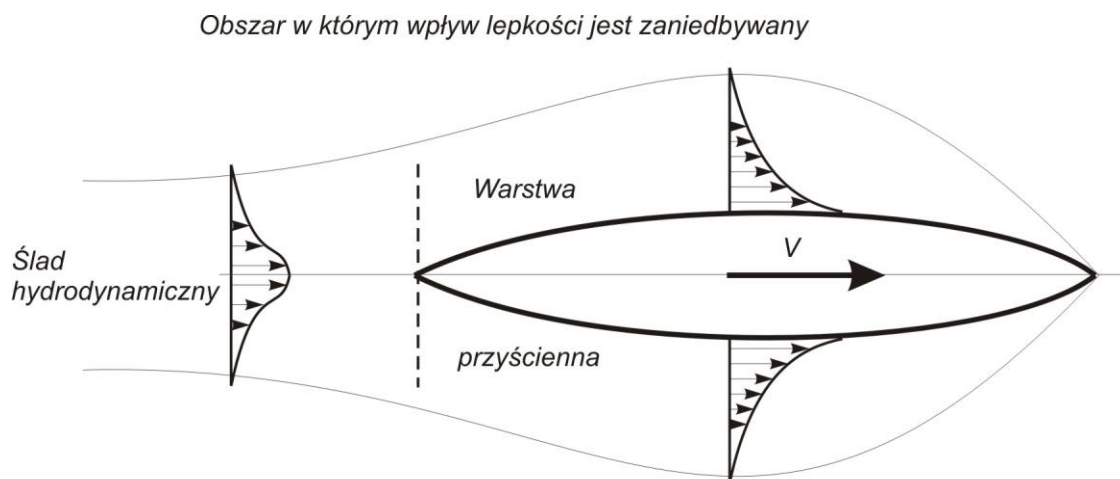
Rys. 1.2. Udział składników oporu w oporze całkowitym

Udział poszczególnych składników oporu w oporze całkowitym zależy od wielu czynników. Są to czynniki geometryczne (kształt kadłuba, oddziaływanie drogi wodnej) oraz fizyczne przepływu. Udziały tych składników nie są ściśle określone. Udział oporu lepkości w oporze całkowitym dla statków morskich przyjmowany jest według różnych źródeł: 58%-74% [23], 45%-75% [60], 30%-50% [66], 45%-90% [8]. Dla statków śródlądowych, przy prędkości granicznej 30%-40% [45] i rośnie wraz ze zmniejszaniem prędkości.

1.1. Opór lepkości

W opływie kształtu kadłuba, jak i każdego ciała sztywnego można wyodrębnić trzy strefy (rys. 1.3) [23]:

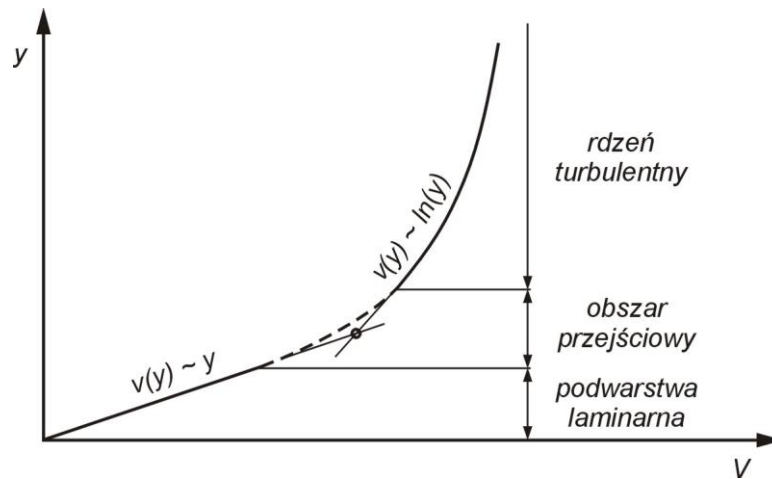
- obszar zewnętrzny,
- obszar śladu hydrodynamicznego,
- obszar warstwy przyściennej.



Rys. 1.3. Podział obszaru przepływu wokół kształtu statku

- Przepływ w obszarze zewnętrznym nie różni się od przepływu cieczy idealnej. Obszar zewnętrzny jest to miejsce gdzie na przepływ nie wpływa poruszający się kształt statku.
- Przepływ w obszarze śladu wynika z istnienia warstwy przyściennej i jest jej przedłużeniem.
- Przepływ w warstwie przyściennej wynika z lepkości cieczy i tego, że na ścianie ruchomej prędkość normalna jest równa zero, zaś styczna równa prędkości poruszającego się kształtu.

Opływ kadłuba występuje przy wysokich liczbach Reynoldsa, zatem przyjmuje się całość przepływu, poza podwarstwą laminarną warstwy przyściennej, jako turbulentny [24]. Zakładając, że kształt się nie porusza, natomiast jest opływany przez ciecz z prędkością V (tzw. model odwrócony), profil prędkości można przedstawić jak na rys. 1.4 [33], [67].



Rys. 1.4. Struktura warstwy przyściennej

Naprężenia występujące w podwarstwie laminarnej wynikają z modelu cieczy newtonowskiej (1.4):

$$\tau_l = \mu \cdot \frac{dV}{dn} \quad (1.4)$$

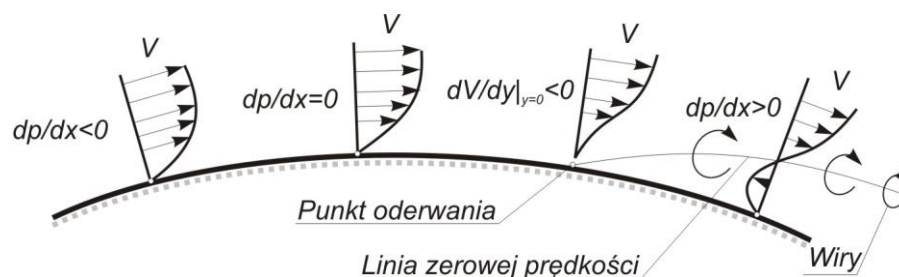
W pozostałym obszarze gdzie przepływ jest turbulentny naprężenia są dużo większe, można je zapisać wg reguły uśredniania Reynoldsa jako tensor (1.5):

$$\tau_t = -\rho \overline{V_i V_j} \quad (1.5)$$

Całkowite naprężenia jakie występują w warstwie przyściennej można zapisać jako sumę (1.6):

$$\tau = \tau_l + \tau_t = \mu \cdot \frac{dV}{dn} - \rho \overline{V_i V_j} \quad (1.6)$$

W opływie płaskiej płyty, gradient ciśnienia w kierunku przepływu jest równy zero. Kształt statku jest bryłą przestrzenną. W opływie takim gradient ciśnienia może być dodatni lub ujemny mając duży wpływ na kształtowanie się profilu prędkości w warstwie przyściennej (rys. 1.5).



Rys. 1.5. Wpływ gradientu ciśnienia na kształt profilu prędkości

Gdy gradient ciśnienia jest dodatni (obszar rufy statku), może dochodzić w skrajnych przypadkach do oderwania warstwy przyściennej. Oderwanie jest bardzo niekorzystne ze

względem opór, powoduje bowiem zwiększenie lepkościowego współczynnika oporu ciśnienia i niestacjonarność śladu hydrodynamicznego a zatem powstawanie drgań oraz hałasu.

Czynniki mające wpływ na opór lepkości [23]:

- chropowatość – zwiększa opór lepkości, np. o 18%-20% dla wysokości chropowatości $k_s = 100-150 \cdot 10^{-6} [m]$. Chropowatość kadłuba podczas eksploatacji zwiększa się. Wynika to z porostania kadłuba materią organiczną, powstawanie rdzy.
- nisze – zakłócają kształt warstwy przyściennej
- powietrze – ma ono wpływ na opór lepkości i ciśnienia części nawodnej statku. W przypadku powietrza ze względu na wielkość współczynnika lepkości większy wpływ ma na opór ciśnienia,
- części wystające – stępki obłowe, płetwy stabilizujące, wały.

Należy minimalizować opór lepkości w oporze całkowitym. Można to uzyskać kilkoma sposobami [23]:

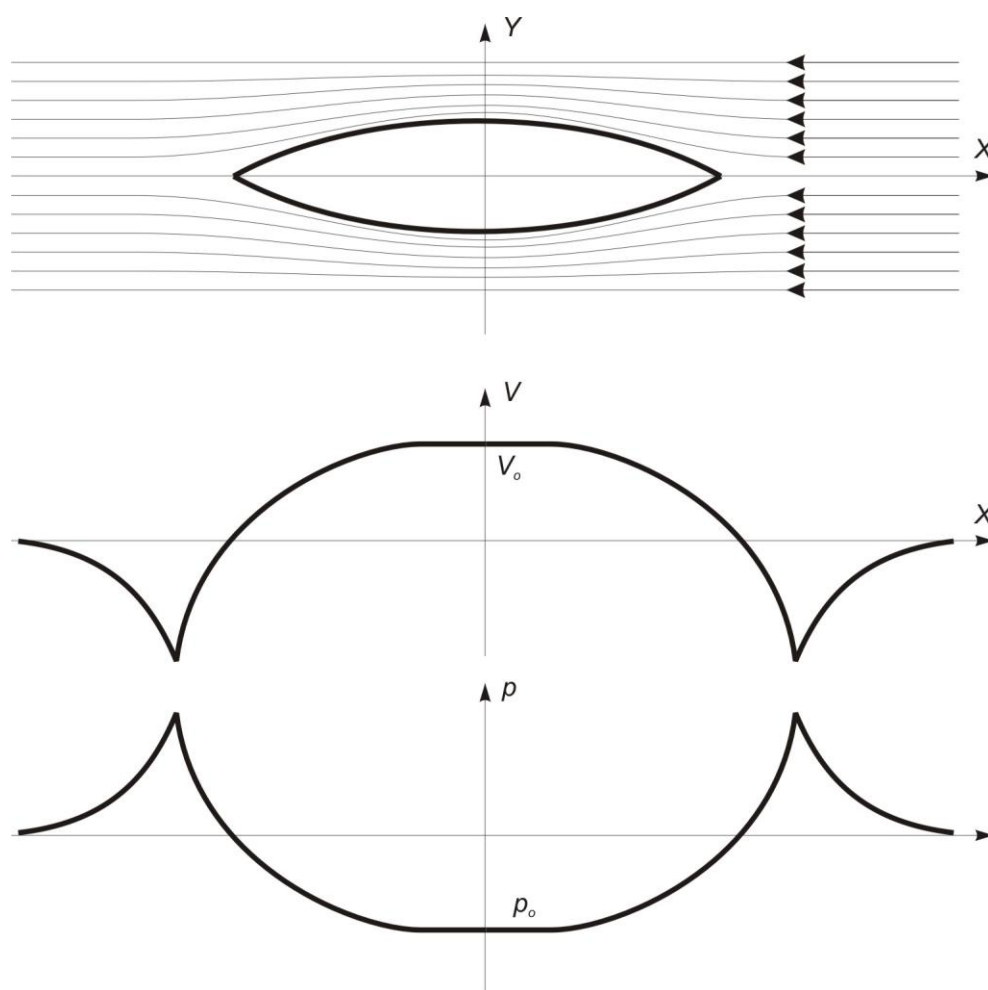
- zapewniając gładkość powierzchni – uzyskuje się to przez właściwą technologię wykonania, stosowania odpowiednich farb i pokryć ochronnych, należy pamiętać o okresowym czyszczeniu i konserwacji części podwodnych,
- laminaryzując przepływ w warstwie przyściennej – jest to trudne w kadłubach statków (wysokie liczby Reynoldsa), uzyskuje się to przez kształtowanie kadłuba by gradient ciśnienia miał znak ujemny, oraz zachowując gładkość powierzchni,
- tłumienie drgań cząstek cieczy w warstwie przyściennej – (fazie prób) ma na celu zmniejszenie burzliwości przepływu, próby polegały na pokrywaniu kształtu odpowiednimi powłokami elastycznymi, lub wprowadzeniu do przepływu polimerów [64],
- odsysanie cieczy z warstwy przyściennej – (nie stosowane w opływie kadłuba) ma na celu niedopuszczenie do powstawania oderwania przepływu,
- wprowadzenie gazu do warstwy przyściennej – ma na celu zmniejszenie naprężeń stycznych, stosowane w łodziach szybkich gdzie, pod dno wprowadza się gazy spalinowe.

Zmniejszenie oporu statków morskich i śródlądowych wymaga przede wszystkim zapewnienia dobrej gładkości powierzchni. Pozostałych metod nie stosuje się w praktyce, (mają charakter laboratoryjny). Konstruktorzy starają się tak projektować kształt, by nie

dochodziło do oderwania warstwy przyściennej, co nie zawsze jest możliwe. Najczęściej oderwanie warstwy przyściennej ma miejsce w części rufowej statku.

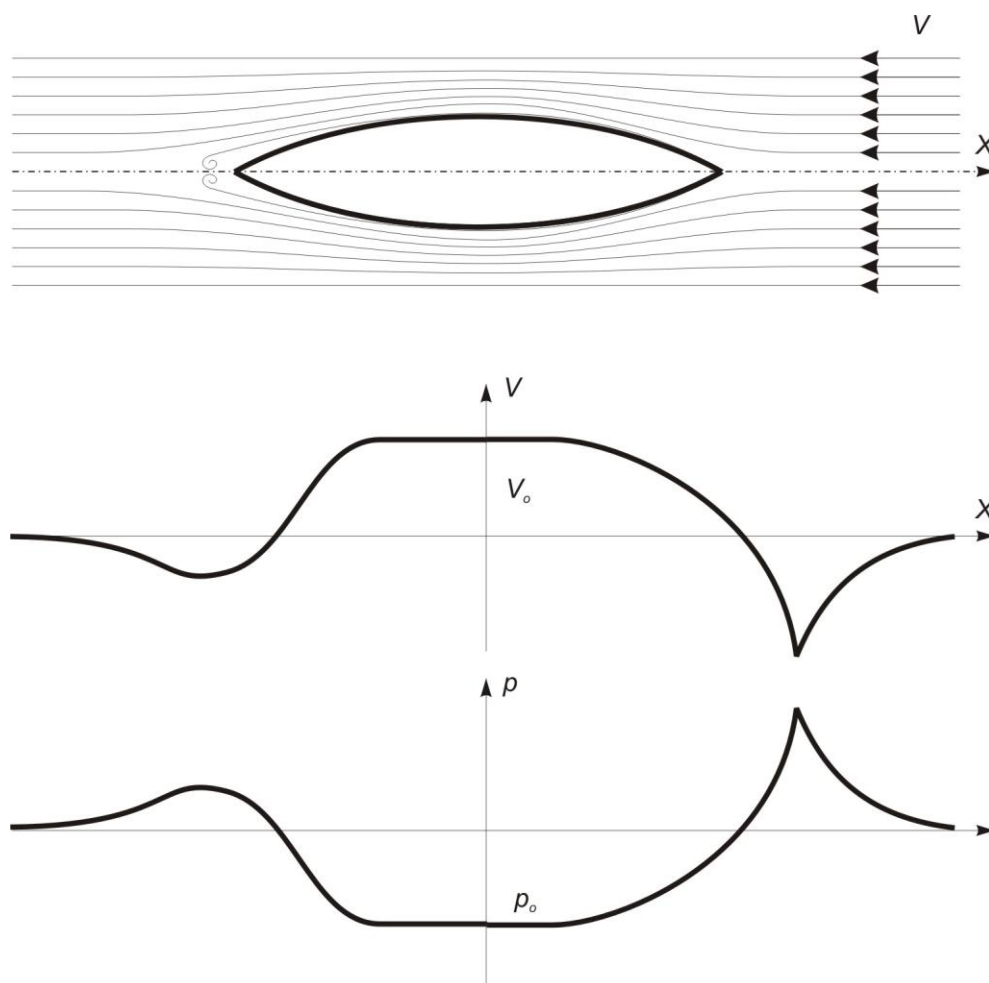
1.2. Opór lepkości ciśnienia

Poruszający się ruchem jednostajnym kadłub statku powoduje powstawanie na dziobie i rufie obszarów podwyższonego ciśnienia. W środkowej części następuje zwiększenie prędkości opływu, a co za tym idzie zmniejszenie ciśnienia (rys. 1.6). Rozpatrując przepływ w cieczy idealnej, obszary pola ciśnień na rufie i dziobie są identyczne [11], co powoduje zerowanie siły wypadkowej w kierunku przepływu. Zjawisko to znane jako paradoks d'Alemberta [33], [67].



Rys. 1.6. Obszary ciśnień i prędkości wzdłuż wodnicy okrętu w opływie cieczą idealną

Dla opływu cieczą rzeczywistą w części dziobowej, rozkład ciśnień i prędkości można przyjąć za taki jak dla cieczy idealnej. Istnienie warstwy przyściennej powoduje zmniejszenie ciśnienia i zwiększenie prędkości w części rufowej (rys. 1.7).



Rys. 1.7. Obszary ciśnień i prędkości wzdłuż wodnicy okrętu w opływie cieczą rzeczywistą

Zjawisko to powoduje, w porównaniu z opływem cieczą idealną, zmniejszenie sił działających na część rufową, przy zachowaniu siły w części dziobowej. Siła wypadkowa w kierunku przepływu nie zeruje się. Tak powstała siła nosi nazwę lepkościowego oporu ciśnienia R_{VP} .

Zapobiegając oderwaniu warstwy przyściennej można uzyskać zmniejszenie lepkościowego oporu ciśnienia.

1.3. Opór falowy

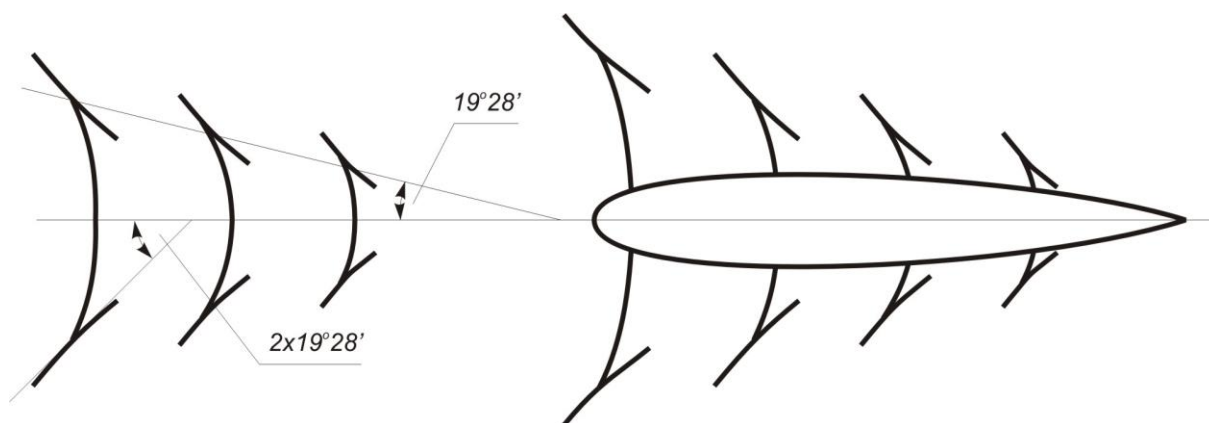
Rozkład ciśnienia wzdłuż wodnicy kadłuba, jak wcześniej opisano nie jest stały. Statek porusza się na granicy dwóch ośrodków – wody i powietrza. Na tej granicy ciśnienie jest stałe i równe ciśnieniu atmosferycznemu p_b . Zgodnie z równaniem Bernoulliego powierzchnia wody nie może być płaska. Zgodnie zaś z rozkładem prędkości i ciśnień nastąpi podniesienie się powierzchni w części dziobowej i rufowej oraz obniżenie w części środkowej. Tworzy się

tzw. układ fal generowany na dziobie i rufie (rys. 1.8) poruszających się ze statkiem, czyli nieruchomy w układzie kadłuba.



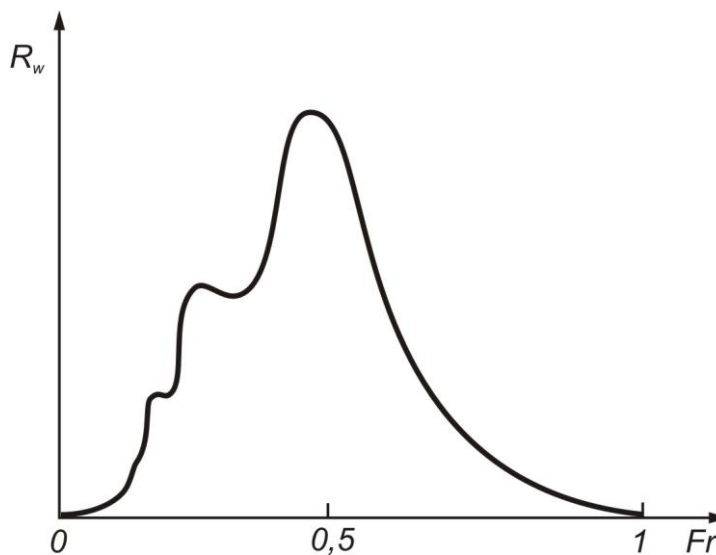
Rys. 1.8. Układ fali podniesienie w części dziobowej i rufowej oraz obniżenie w części środkowej

Typowy układ falowy składa się z fal poprzecznych i skośnych (rys. 1.9).



Rys. 1.9. Typowy układ fali tworzony przez poruszający się statek [23]

Udział oporu falowego w oporze całkowitym zależy od geometrii statku, kształtu dziobu, ale przede wszystkim od prędkości pływania [11].



Rys. 1.10. Typowa krzywa oporu falowego

Opór falowy jest wynikiem oddziaływania sił grawitacyjnych na przepływ wokół kadłuba statku i jak już wspomniano, zależy od prędkości. Jest praktycznie pomijalny przy bardzo małych prędkościach. Dla kształtów pełnotliwych gdy liczba Froude'a wynosi poniżej 0,1 można go całkowicie pominąć.

Zmniejszenie oporu falowego można uzyskać przez [23]:

- wybór odpowiedniej długości okrętu i jego prędkości pływania, tak by pływał przy niskich liczbach Froude'a $Fr < 0,1 - 0,2$, lub w zakresach znoszenia się układu fal rufowych i dziobowych,
- wybór odpowiednich wymiarów i kształtów kadłuba,
- zastosowanie specjalnych urządzeń zmniejszających wysokość generowanej fali – gruszki dziobowe, płetwy dziobowe,
- zastosowanie jednostek niekonwencjonalnych: wodoloty, katamarany, trimarany itp.

Korzystne są kształty smukłe, niestety przy tego typu kształtach występuje problem stateczności oraz przestrzennego rozplanowania statku.

Poszczególne składniki oporu całkowitego są od siebie zależne, dlatego ingerencja w jeden składnik oporu powoduje zmianę (nie koniecznie zmniejszenie!) innego. Stosowanie gruszki, do zmniejszenia wysokości fali generowanej w części dziobowej, powoduje zwiększenie powierzchni zwilżonej, a przez to zwiększenie oporu tarcia lepkiego. Podobnie w przypadku katamaranów i trimaranów. Wprowadzając dodatkowo kilka kadłubów zwiększa się opór tarcia zmniejszając opór falowy. Trzeba pamiętać że wybór kształtu jednostki pływającej musi być zgodny z zasadą sztuki. Trimarany i katamarany poruszają się z dużymi prędkościami, gdzie znaczący udział ma opór falowy, dlatego wykorzystanie kilku kadłubów ma swoje uzasadnienie. Tarcie, powstawanie wirów na rufie powoduje zmniejszenie się rufowego spiętrzenia wody, co wpływa na wielkość oporu falowego, z kolei zaś falowanie wpływa na wielkość powierzchni trącej o wodę, a więc i na opór tarcia. Powstawanie wirów wpływa na tarcie w części rufowej itd. [11]. W jednostkach szybkich, aby zmniejszyć dominujący opór falowy stosuje się kształty smukłe, kształty powielone, gruszki, płetwy. W jednostkach wolnych, gdzie większy udział w oporze całkowitym ma opór lepkości, stosuje się powierzchnie gładkie systematyczne konserwowanie, zwraca się uwagę na dokładność budowy oraz, w fazie projektowania, by jak najmniej powierzchni kadłuba znajdowała się pod lustrem cieczy.

Dokładne wyznaczenie poszczególnych składników oporu jest niezwykle trudne. Służą do tego metody analityczne, uproszczone, numeryczne oraz badania modelowe.

2. Metody wyznaczania oporu

Do wyznaczania oporu kadłuba statku stosuje się:

- metody przybliżone,
- badania modelowe,
- obliczenia CFD.

W metodach przybliżonych wykorzystuje się uogólnione wyniki badań modelowych kształtów podobnych. Jest to metoda najszybsza, stosunkowo prosta do zastosowania, chociaż z wadą – błąd wyznaczenia oporu jest bardzo trudny do określenia. Można z tej metody korzystać w fazie projektowania wstępnego, tylko do oszacowania oporu. Badania modelowe są dokładne lecz kosztowne i czasochłonne. Obecnie obserwuje się postęp zastosowania metod CFD do wyznaczaniu oporu, jak wydaje się ta droga jest kompromisem pomiędzy dwoma poprzednimi metodami, jako stosunkowo szybka i tania, co jest zaletą metod przybliżonych i dokładna jak metoda badań modelowych. Problemem jest odpowiednie przygotowanie danych i obliczenia. To metoda stosunkowo nowa i ciągle rozwijana, nie wyprze ona badań modelowych, ale będzie ich uzupełnieniem. Podczas projektowania, metodami CFD wybieramy kształt optymalny, badaniami modelowymi weryfikujemy go.

2.1. Metody przybliżone

Podstawą metod przybliżonych są badania modelowe serii podobnych kształtów kadłubów statków. Metody przybliżone stosuje się do [88]:

- określania oporu w fazie projektowania wstępnego,
- oceny wpływu parametrów kształtu na opór przy projektowaniu kształtu kadłuba.

Do metod przybliżonych stosowanych w projektowaniu statków morskich należą:

- metoda Taylora – Gertlera [29], [75],
- seria 60 [79], [80], [81],
- metoda Guldhammera – Harvalda [88],
- metoda Williamsa [88],
- metoda wyznaczania oporu na podstawie badań jednostki podobnej [88],
- seria Japońska [22],
- seria BSRA [48], [56],
- seria SSPA [1], [2],

Dla statków pływających po wodach płytkich opracowano wiele wzorów przybliżonych:

- wzór van der Vlieta [74],
- wzór Gebersa [74],
- wzór Zwonkowa [74],
- wzór Baranowa [74],
- metoda Graffa – Schlichtinga – Landwebera [74],
- wzór C. W. Howe’a [35], [36],
- metoda Marchal, Shen, Kichewa dla zestawów [53],
- metoda opracowana przez MARIN [69].
- PWR [45].

2.2. Badania modelowe

Podstawą badań modelowych jest obserwacja zjawisk fizycznych występujących na modelu oraz ich przewidywanie na obiekcie rzeczywistym. Wielkością mierzoną jest siła oporu holowanego kształtu w zależności od prędkości przemieszczania się. W wyniku badań otrzymujemy zależność oporu modelu od jego prędkości $R_{TM}(V_M)$, będącą podstawą do uzyskania zależności oporu całkowitego statku rzeczywistego od jego prędkości $R_{TS}(V_S)$. Korzysta się tu z teorii podobieństwa hydraulicznego. W przypadku opływu kadłuba statku liczbami kryterialnymi są:

- liczba Froude’a definiowana jako:

$$Fr = \frac{V}{\sqrt{g \cdot L}} \quad (2.1)$$

- liczba Reynoldsa definiowana jako:

$$Re = \frac{V \cdot L}{\nu} \quad (2.2)$$

Model statku do badań musi się odznaczać:

- hydraulicznie gładką powierzchnią,
- podobieństwem geometrycznym do kształtu okrętu rzeczywistego,
- ciężarem zgodnym z wyporem.

Ponadto model musi być wyposażony w turbolizator, prowadnice, urządzenie do hamowania, zaczep do holowania [7].

Podobieństwo geometryczne wyraża skala λ , jako stosunek dowolnego wymiaru liniowego modelu i statku:

$$\lambda = \frac{L_s}{L_M} = \frac{B_s}{B_M} = \text{const} \quad (2.3)$$

$$\lambda^2 = \frac{A_s}{A_M} = \frac{S_s}{S_M} \quad (2.4)$$

$$\lambda^3 = \frac{\nabla_s}{\nabla_M} \quad (2.5)$$

Należy zachować liczby kryterialne Froude'a i Reynoldsa, aby: $Re_M = Re_s$ i $Fr_M = Fr_s$. Z definicji tych dwóch liczb wynika, że jednoczesne zachowanie obu z nich prowadzi do wniosku, że skala modelu powinna być $\lambda = 1$. Należałoby prowadzić badania modelowe na obiekcie rzeczywistym, przez co traciłoby się wszystkie zalety metody. W badaniach modelowych zachowujemy zatem jedną liczbę podobieństwa. Ciecz w przypadku badań modelowych i warunków rzeczywistych jest wodą $\nu_s \approx \nu_M$, zachowanie kryterium Reynoldsa z technicznego punktu widzenia nie jest możliwe. Należało by prowadzić badania przy bardzo wysokich prędkościach, otrzymując przy tym siły podobne do tych jakie występują na statku rzeczywistym. Dlatego przy badaniach modelowych stosuje się kryterium Froude'a. Prędkość i siła skalowana jest wg zależności (2.6) i (2.7).

$$V_M = \frac{V_s}{\sqrt{\lambda}} \quad (2.6)$$

$$R_{WM} = \frac{R_{ws}}{\lambda^3} \quad (2.7)$$

Niezachowanie dwóch liczb podobieństwa powoduje powstawanie błędów zwanych efektem skali.

2.2.1. Klasyczna metoda Froude'a

W klasycznej metodzie Froude'a opór całkowity R_T rozkładany jest na opór tarcia i opór resztowy:

$$R_T = R_F + R_R \quad (2.8)$$

Zakłada się, że opór resztowy zależy tylko od liczby Froude'a, natomiast opór lepkości tylko od liczby Reynoldsa, zatem współczynnik oporu resztowego wynosi:

$$c_R = c_{TM} - (1 + k_0) \cdot c_{FOM} \quad (2.9)$$

Współczynnik oporu całkowitego statku można zapisać jako:

$$c_{TS} = c_R + (1 + k_0) \cdot c_{FOS} \quad (2.10)$$

dla $Fr_S = Fr_M$:

$$c_{TS} = c_{TM} + (1 + k_0) \cdot (c_{FOS} - c_{FOM}) \quad (2.11)$$

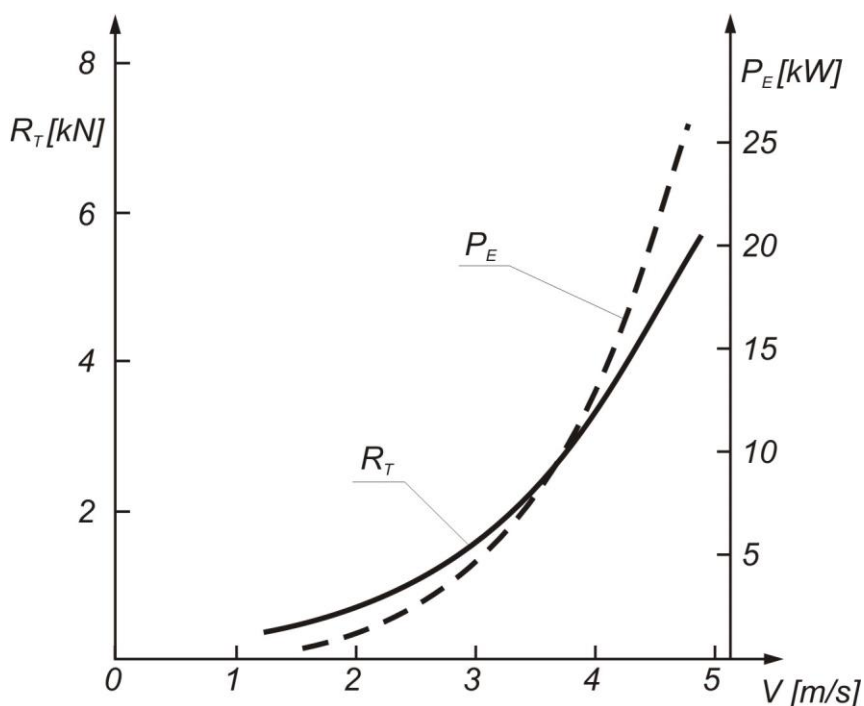
Mając współczynnik oporu całkowitego statku, wyznaczamy siłę oporu całkowitego:

$$R_{TS} = c_{TS} \cdot 0.5 \cdot \rho_S \cdot V_S^2 \cdot S_S \quad (2.12)$$

oraz moc holowania:

$$P_{ES} = R_S \cdot V_S \quad (2.13)$$

W wyniku badań modelowych otrzymujemy zależność siły oporu całkowitego statku w zależności od prędkości pływania, pochodną tych wyników jest np. moc holowania. Przykładowe wyniki przedstawiono na rys. 2.1.



Rys 2.1. Wykres zależności oporu całkowitego statku i mocy holowania od liczby Froude'a – wyniki przykładowe

Posługując się metodą Froude'a (2.11) musimy wyznaczyć dwie wielkości:

- współczynnik tarcia c_{FO} (rys 2.2)
- współczynnik kształtu $(1 + k_0)$.

Przyjmuje się opór tarcia lepkiego kadłuba jako opór ekwiwalentnej płaskiej płyty. Współczynnik oporu tarcia płaskiej płyty jest wyznaczany głównie z zależności ITTC 57:

$$c_{FO} = \frac{0,075}{(\log_{10} Re - 2)^2} \quad (2.14)$$

Literatura podaje też inne zależności:

Schoenherr:

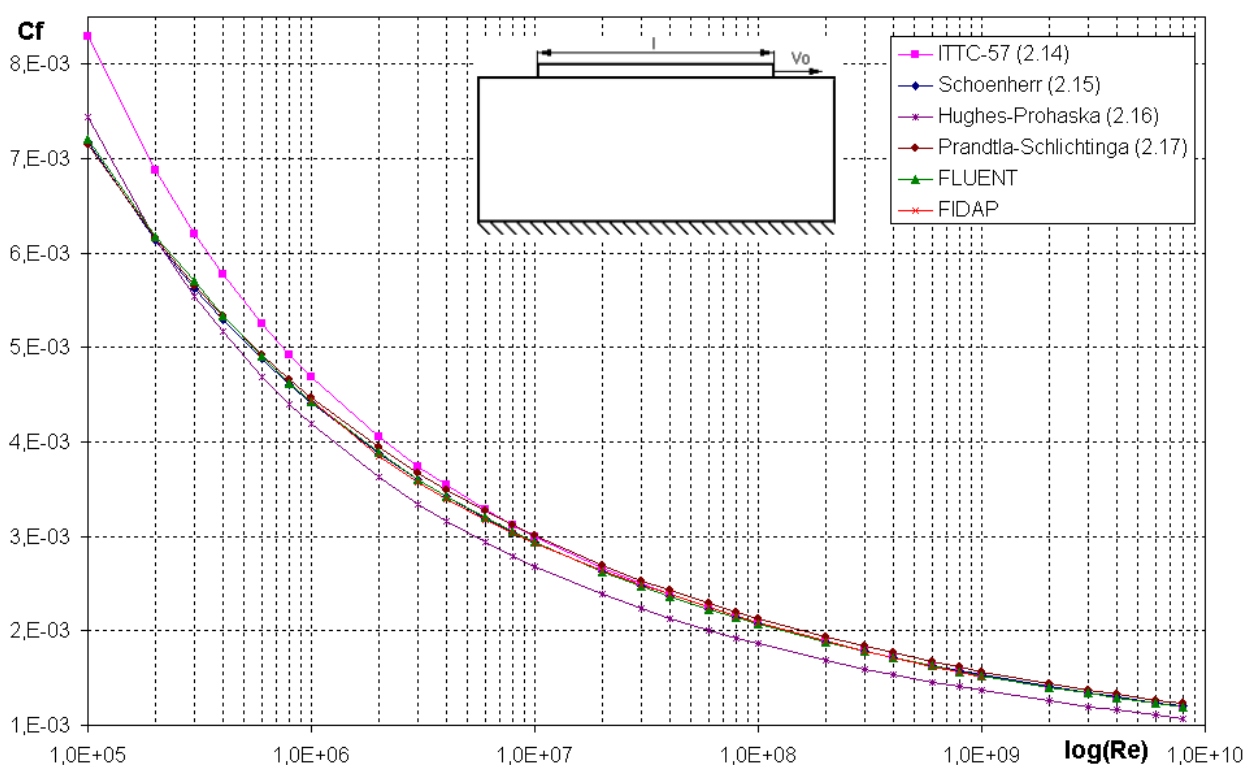
$$\frac{0,242}{\sqrt{c_{FO}}} = \log(Re \cdot c_{FO}) \quad (2.15)$$

Hughesa-Prohaska:

$$c_{FO} = \frac{0,067}{(\log_{10} Re - 2)^2} \quad (2.16)$$

Prandtla-Schlichtinga:

$$c_{FO} = \frac{0,455}{(\log_{10} Re)^{2,58}} \quad (2.17)$$



Rys 2.2. Wykres zależności współczynnika oporu tarcia płaskiej płyty od liczby Reynoldsa [46], [47]

Na rysunku 2.2 przedstawiono zależność współczynnika oporu tarcia lepkiego dla płaskiej płyty w zależności od liczby Reynoldsa. Krzywe przedstawiają zależności (2.14), (2.15), (2.16) i (2.17) oraz obliczenia numeryczne, do których wykorzystano programy FIDAP i FLUENT. Obliczenia numeryczne są zgodne z wzorami empirycznymi.

Współczynnik kształtu ma za zadanie uwzględnić przestrzenność kształtu kadłuba w odniesieniu do płaskiej płyty. Według definicji (2.18) jest to stosunek oporu tarcia lepkiego

kadłuba do oporu lepkiego płaskiej płyty. Zastosowanie tej zależności podczas przeliczeń oporu klasyczną metodą Froude'a jest niemożliwe, gdyż badania modelowe nie pozwalają na podział siły całkowitej na składowe oporu. Zależność tę można zastosować do metod numerycznych CFD. Z tego powodu stosujemy wzory umożliwiające wyznaczenie współczynnika kształtu na podstawie wielkości geometrycznych kadłuba.

Współczynnik kształtu wg definicji wynosi:

$$(1 + k_0) = \frac{c_v}{c_{FO}} \quad (2.18)$$

Współczynniki kształtu stosowane w przeliczaniu oporu jest wyrażany jako:

$$k_0 = 18,7 \cdot \left(C_B \frac{B}{L_w} \right)^2 \quad (2.19)$$

$$k_0 = 0,017 + 20 \frac{C_B}{\left(\frac{L_w}{B} \right)^2 \sqrt{\frac{B}{T}}} \quad (2.20)$$

Jedną z metod wyznaczania współczynnika kształtu polega na wyznaczeniu go na podstawie wyników badań modelowych oporu dla małych liczb Froude'a: $Fr = 0,1 - 0,2$. Wartość współczynnika kształtu jest tu wynikiem ekstrapolacji rezultatów badań wyrażonych wzorem:

$$1 + k_0 = \lim_{Fr \rightarrow 0} \left[\frac{c_{TM}}{c_{FOM}} - \alpha \frac{Fr^n}{c_{FOM}} \right] \quad (2.21)$$

w których stałe α i n wyznacza się tak, aby aproksymacja punktów pomiarowych

$\frac{c_{TM}}{c_{FOM}} = f(Fr)$, wyrażeniem (2.21) była najlepsza np. w sensie średniokwadratowym.

Istnieją też próby wyznaczania współczynnika kształtu metodami numerycznymi. W opracowaniu [66] przyjęto opór płaskiej płyty korzystając ze wzoru ITTC57 natomiast opór tarcia lepkiego c_v wyznaczano numerycznie. Z obliczeń wynika, że współczynnik kształtu dla modelu jest inny niż dla obiektu rzeczywistego.

Z wyznaczania współczynnika kształtu i tarcia powstały metody pochodne przeliczania oporu [9]:

- metoda ITTC57,

w której współczynnik tarcia przyjmuje się ze wzoru (2.14), natomiast $(1 + k_0) = 0$,

- metoda Hughes – Prohaska,

w której współczynnik tarcia przyjmuje się ze wzoru (2.16), natomiast $(1+k_0)$ ze wzoru (2.21) przy $n=4$,

- metoda ITTC78,

w której współczynnik tarcia przyjmuje się ze wzoru (2.14), natomiast $(1+k_0)$ ze wzoru (2.21),

- metoda Geosim Tefler

polegająca na badaniach kształtów kadłuba w różnej skali, przy zachowaniu tej samej liczby Froudea, a różnych liczbach Reynoldsa. Otrzymuje się krzywą oporu w zależności liczby Reynoldsa, a następnie ekstrapoluje się to na obiekt rzeczywisty.

2.3. Metody CFD w wyznaczaniu oporu całkowitego statku

Najnowsze sposoby wyznaczania oporu całkowitego statków sprowadzają się do wyznaczenia opływu kadłuba metodami CFD (Computational Fluid Dynamics). Na szeroką skalę stosowane są programy komercyjne Fluent [26], Commet [21], v – Shallo [83]. W wielu ośrodkach do obliczeń opływu tworzone są programy własne w różnym stopniu zaawansowane, np.: PANSHIP [13], [14], [15] – zbiór programów do badania opływu kadłuba statku oraz jego współdziałania ze śrubą okrętową, HPSDK [43] – do wyznaczania rozkładu ciśnień i współpracy kadłuba ze śrubą okrętową, BOS [12] – do wyznaczania kształtu powierzchni swobodnej dla wody głębokiej. Są to programy dokładne, lecz stosowane głównie w obrębie miejsca w którym powstały. Jednym z problemów ich stosowania jest interfejs użytkownika. Programy CFD bazują na metodzie elementów skończonych MES [89] lub na metodzie objętości skończonych MOS [33], [41]. Programy te wyznaczają pole prędkości i pole ciśnień powstające podczas opływu kadłuba statku. Umożliwiają wyznaczenie opływu z uwzględnieniem powierzchni swobodnej cieczą lepką. Aby wykonać obliczenia najpierw należy przygotować kształt numeryczny statku [57]. Należy przygotować kształt 3D statku w programach typu ACAD, następnie na tak przygotowanym kształcie zakładać siatkę obliczeniową w programach Gridgen [32], ICEM [37], Gambit [26], itp. Dla tak przygotowanych danych przyjmuje się warunki brzegowe i początkowe, wybiera parametry obliczeń. Metody CFD są metodami stosunkowo tanimi, nie licząc zakupu sprzętu i oprogramowania. Niektóre zjawiska fizyczne są dokładniej wyznaczane niż metodami pomiarowymi, pole prędkości czy rozkład ciśnień, co w badaniach modelowych teoretycznie jest możliwe, lecz w praktyce niestosowane ze względu na koszty.

Dobre przygotowanie siatki wymaga przestrzegania zasad [78], [87], [61] i pewnego doświadczenia. Podobnie jak założenie odpowiednich warunków brzegowych i początkowych oraz wybór pozostałych parametrów obliczeń [87], [86], [65], [59]. Czas obliczeń przepływu stacjonarnego jest stosunkowo krótki na dostępnym sprzęcie komputerowym i dochodzi do kilkunastu godzin w przypadku opływu kadłuba statku. Obliczenia niestacjonarne (z uwzględnieniem powierzchni swobodnej) trwają do kilkudziesięciu dni. Uwzględniając szybki rozwój sprzętu komputerowego należy sądzić że metoda ta będzie coraz powszechniejsza. Obecnie możemy znaleźć wiele programów liczących, a utrudnieniami występującymi jest wymiana danych między nimi [42]. W metodach CFD problemem jest interpretacja wyników, komputer bowiem „policzy wszystko”, niestety nie zawsze zgodnie z uwzględnieniem fizycznych cech zjawiska. Wymaga to umiejętnej interpretacji wyników. Do obliczeń przepływu przedstawionych w pracy korzystano z systemu obliczeniowego FLUENT, uznawanego za jeden z najlepszych programów komercyjnych dostępnych na rynku. Konkurencyjne systemy to: CFX [19], COMMET [21], v – Shallo [83], Marine [54].

2.3.1. Podstawy teoretyczne systemu obliczeniowego

Ogólnymi równaniami opisującymi dowolny przepływ cieczy są:

równanie ciągłości,

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{v}) = 0 \quad (2.22)$$

równanie Naviera Stokesa (zasada zachowania pędu),

$$\frac{d\mathbf{v}}{dt} = \mathbf{F} + \frac{1}{\rho} \text{div} \mathbf{P} \quad (2.23)$$

równanie zachowania energii,

$$\rho \frac{d}{dt} \left(\frac{\mathbf{v}^2}{2} + C_v T \right) = \rho \mathbf{F} \cdot \mathbf{v} + \text{div}(\mathbf{P} \cdot \mathbf{v}) + \text{div}(\lambda \text{grad} T) + \rho q(t) \quad (2.24)$$

Rozwiązanie tych równań daje pełen obraz przepływu, lecz precyzyjne wyniki można otrzymać dla bardzo prostych przepływów laminarnych. W przyrodzie głównie mamy do czynienia z przepływami turbulentnymi, zatem dla takich przepływów wyniki otrzymuje się metodami numerycznymi. Przepływ o charakterze turbulentnym obserwowany jest: w pompach, turbinach, wentylatorach, strugach dyszowych, w śladach aerodynamicznych opływanych ciał, warstwach przyściennych, przewodach zamkniętych.

Zjawiskiem turbulencji zaczęto interesować się stosunkowo niedawno. Pierwszy zaobserwował je Hagen, który w roku 1839 badając przepływ wody w rurze zauważył dwa

różne charaktery przepływu, zmieniające się w zależności od prędkości cieczy i jej lepkości. Jednak dopiero Reynolds w roku 1883 wprowadził pojęcie bezwymiarowej wielkości postaci $\frac{V \cdot d}{\nu}$, którą nazwano później liczbą Reynoldsa, pozwalającą na dokładniejsze rozgraniczenie przepływu turbulentnego od przepływu laminarnego. Termin „przepływ turbulentny” zaproponowany w roku 1887 lord Kelvin [24], wprowadzając na stałe to pojęcie do języka mechaniki płynów.

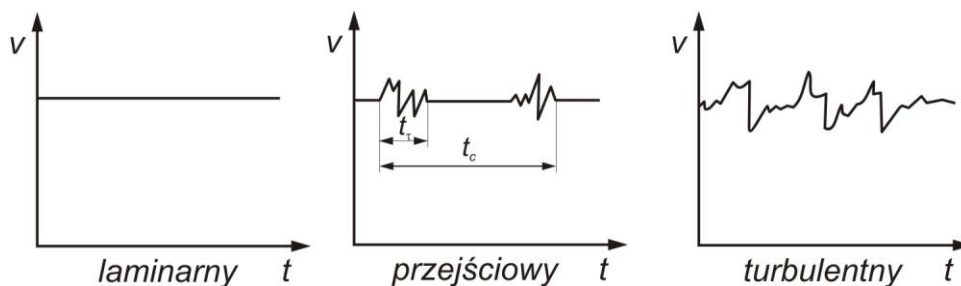
Istnieje kilka definicji turbulencji. W roku 1937 podali definicję Taylor i von Karman [24] „przepływ turbulentny charakteryzuje się nieregularnym i nieuporządkowanym ruchem cząstek płynu, występującym w sąsiedztwie ciał stałych lub też pojawiającym się w strefie mieszania dwóch sąsiednich strug tego samego płynu”. Wiadomo, że definicja ta nie jest wystarczająco precyzyjna gdyż istnieje wiele przepływów nieregularnych, które nie są przepływami turbulentnymi. Definicja zaproponowana przez Frosta i Mouldena [27] podaje: „termin „turbulentny” jest synonimem słowa „chaotyczny”, w chaosie bowiem zawarte są główne cechy tego ruchu.”

Przy bardzo wysokich liczbach Reynoldsa w pełni rozwiniętym przepływie turbulentnym występuje bardzo nieuporządkowana zmiana prędkości w czasie w całej objętości przepływu. Tę cechę nazwał Hinze [34]: „przepływ turbulentny można opisać za pomocą praw prawdopodobieństwa”. Zgodnie z jego definicją przepływ turbulentny jest nieuporządkowanym ruchem płynu, w którym wszystkie charakteryzujące go wielkości fizyczne wykazują losową zmienność w czasie i w przestrzeni i mogą być opisane za pomocą odpowiednich uśrednionych momentów statystycznych.” Tennekes i Lumley [76] podają dodatkowo: „Znamienną cechą turbulencji jest również jej trójwymiarowy i dyfuzyjny charakter, który przejawia się w drastycznej intensyfikacji wszystkich zachodzących w przepływie procesów transportu. Jest on efektem złożonego ruchu wirów, które przenoszą pęd, masę i ciepło z jednego do drugiego punktu przepływu, przy czym uprzywilejowany kierunek tego transportu pokrywa się zawsze z maksymalnym gradientem danej wielkości średniej.”

Do określenia postaci przepływu wprowadzono współczynnik interminacji:

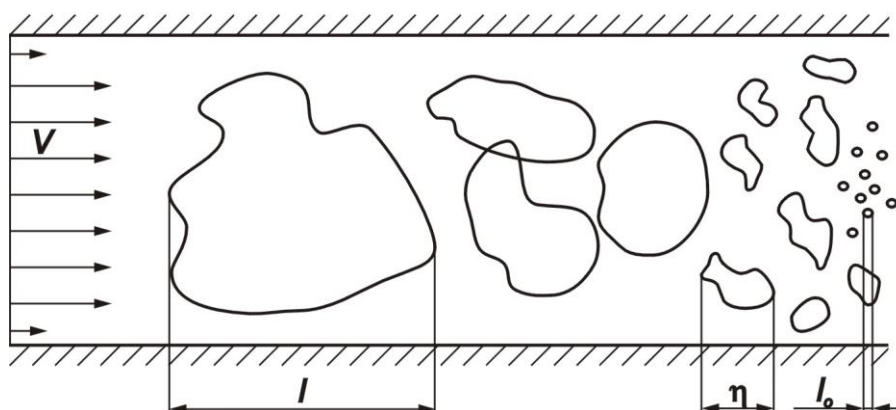
$$\gamma = \frac{t_t}{t_c} \quad (2.25)$$

wartość interminacji $\gamma = 0$ oznacza, że występuje przepływ laminarny, natomiast dla przepływu w pełni turbulentnego $\gamma = 1$. Dla ruchu przejściowego wartość interminacji zawiera się w przedziale: $0 < \gamma < 1$ rys 2.3.



Rys. 2.3. Przebieg prędkości w przepływach w zależności od czasu

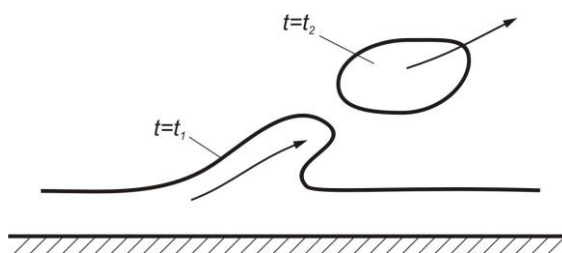
Na istnienie ciągłej struktury wirów występujących w przepływie turbulentnym zwrócił uwagę w roku 1942 Kołmogorov, według niego przepływ można zapisać jako zbiór wirów od wymiarów największych do wymiarów najmniejszych [68]. Na podstawie tego modelu przepływ turbulentny można wyodrębnić trzy skale o wymiarach liniowych. Pierwsza jest skalą dużych wirów l , zwana często skalą zewnętrzną turbulencji. Druga to skala małych wirów η , wiry te ulegają dyssypacji. Ostatnią skalą jest skala molekularna l_0 określająca lepkość molekularną. Wielkości tych skal schematycznie przedstawiono na rys. 2.4.



Rys. 2.4. Skala wirów w przepływie wg teorii Kołmogorova

Na podstawie przytoczonych skal można określić turbulencję jako proces podtrzymywany przez przekazywanie energii ruchu głównego do dużych wirów o skali l , następnie rozpadają się przez wiry coraz mniejsze do skali η . Wiry ulegają dyssypacji dzięki lepkości, zmieniając energię kinetyczną w energię cieplną na poziomie skali l_0 . Proces ten nazywany jest procesem strat dyssypatywnych w ruchu turbulentnym. Ważne, że pomiędzy skalami l i η przejście jest ciągłe, zaś skala η jest oddalona od skali l_0 lecz najczęściej nie pokryta pośrednimi skalami. Oznacza to że przepływ turbulentny nie zmienia charakteru chaosu molekularnego.

Powstawanie wirów obserwuje się w badaniach doświadczalnych. Na rysunku 2.5 pokazano schemat procesu generowania plamek turbulencji w obszarze przyściennym, które występują licznie w obszarze przejścia laminarno–turbulentnego.



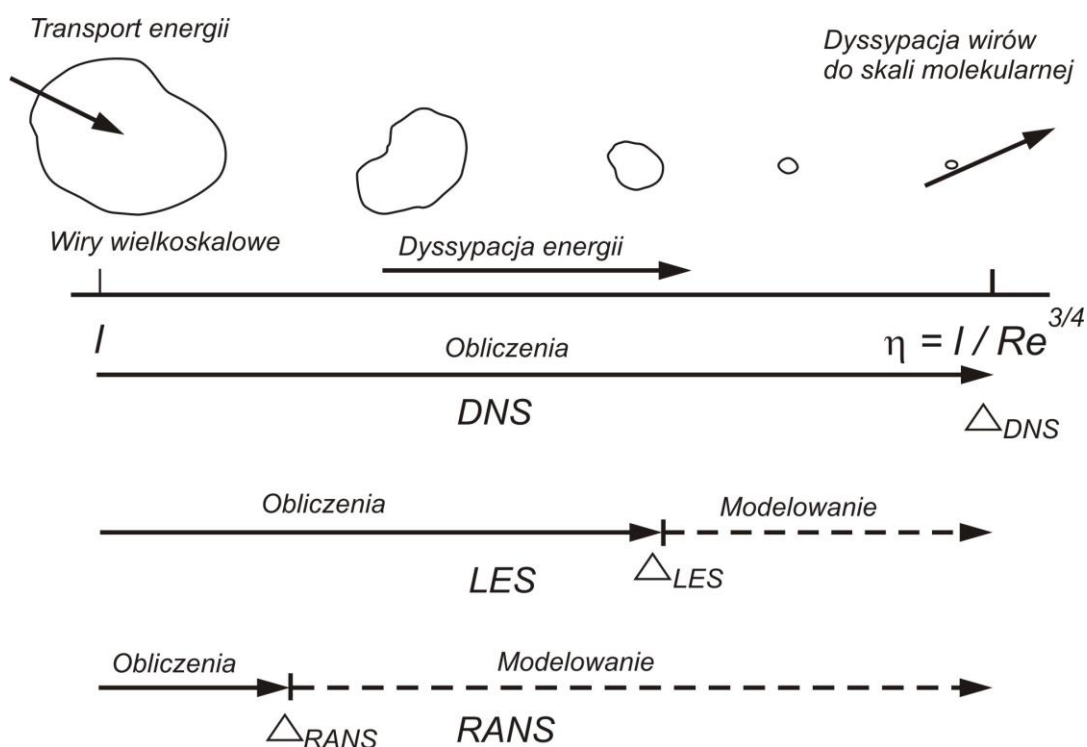
Rys. 2.5. Generowanie plamek turbulencji

Według Kołmogorova przepływ turbulentny widziany jest jako proces „przepompowywania” energii od ruchu głównego do poziomych wirów dyssypujących się. Zawsze zachowana jest kolejność wielkości struktur wirowych jako:

$$l \gg \eta > l_0 \quad (2.26)$$

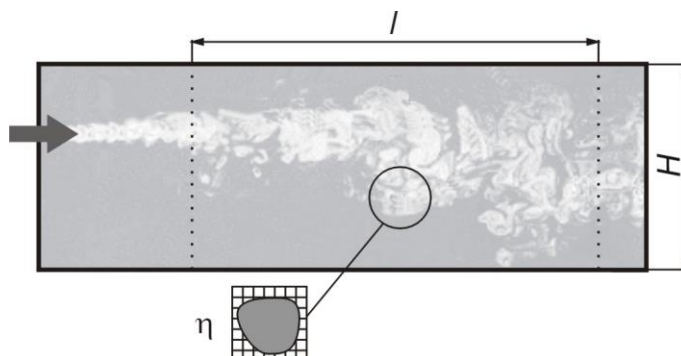
Na tej podstawie możemy wyodrębnić trzy sposoby rozwiązywania równań opisujących przepływ w zależności od charakteru obliczeń i obiektu modelowania (rys 2.6) są to:

- DNS,
- LES,
- RANS.



Rys. 2.6. Modelowanie przepływu

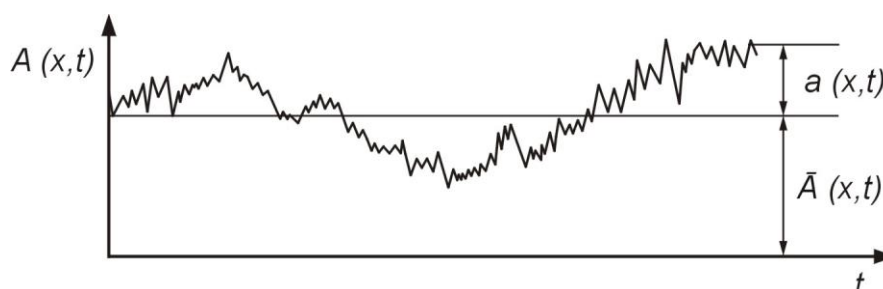
DNS, czyli bezpośrednie rozwiązywanie równań Naviera Stokesa, nie ma zastosowania w inżynierii, bowiem do obliczeń siatka musi być proporcjonalna do $\left[3 \cdot \text{Re}^{\frac{9}{4}}\right]$ [86]. Ze względu na brak sprzętu komputerowego odpowiedniej mocy, obecnie nie wykonuje się obliczeń opływu kadłuba statku tą metodą. Przykładowo rozpatrując przepływ w rurze (rys 2.7), o wymiarach $H=0,05$ m, $l=0,1$ m dla liczby $\text{Re}=30000$ liczba elementów siatki obliczeniowej musi wynieść $N=8 \cdot 10^7$.



Rys. 2.7. Przepływ w rurze z pokazanymi strukturami wirowymi

Rozwiązywanie metodą LES jest jednym z nowszych sposobów określenia przepływu. Sprowadza się do bezpośredniego rozwiązywania największych struktur wirowych w skali Kołmogorowa oraz do modelowania wirów najmniejszych i oddziaływania między nimi. Metoda ta plasuje się pomiędzy RANS a DNS. Metoda ta nie znalazła jeszcze szerszego zastosowania, mimo że wymaga rzadszych siatek od DNS lecz nadal nie tak gęstych, by nadawał się do obliczeń opływu kadłuba. Metoda LES daje pełny trójwymiarowy obraz przepływu zależny od czasu.

Metoda RANS (Reynolds Averaged Navier–Stokes equations) korzysta z hipotezy Reynoldsa, w której rzeczywisty przepływ może być traktowany jako superpozycja ruchu średniego i fluktuacyjnego [24] (rys 2.8).



Rys. 2.8. Uśrednienie czasowe

Dowolna wielkość fizyczna charakteryzująca przepływ może być zapisana jako:

$$A(x, t) = \bar{A}(x, t) + a(x, t) \quad (2.27)$$

gdzie: $\bar{A}$ – wielkość średnia, a – wielkość fluktuacyjna.

Większość przepływów nie ma charakteru homogenicznego, zatem najczęściej stosuje się uśrednianie czasowe wg zależności:

$$\bar{A}_t = \frac{1}{T} \int_t^{t+T} A(x_0, t + \tau) d\tau \quad (2.28)$$

Ważne aby czas uśredniania T był na tyle krótki, aby pominąć zmiany wielkości średniej $\bar{A}$ oraz dostatecznie długi w stosunku do mikroskali czasowej, charakteryzującej ruch największych wirów. Stosując uśrednianie do równań (2.22) i (2.23), opisujących przepływ otrzymujemy równania Reynoldsa, które dla przepływu nieściśliwego lepkiego mają postać:

$$\text{div} \bar{\mathbf{v}} = 0 \quad (2.29)$$

$$\frac{d\bar{\mathbf{v}}}{dt} = \bar{\mathbf{F}} - \frac{1}{\rho} \text{grad} \bar{p} + \nu \nabla^2 \bar{\mathbf{v}} + \text{div} \mathbf{R} \quad (2.30)$$

W równaniu (2.30) występuje dodatkowy człon $\mathbf{R}$, zwany tensorem naprężeń turbulentnych, o postaci macierzy symetrycznej:

$$\mathbf{R} = \begin{bmatrix} -\overline{\rho v_x^2} & -\overline{\rho v_x v_y} & -\overline{\rho v_x v_z} \\ -\overline{\rho v_y v_x} & -\overline{\rho v_y^2} & -\overline{\rho v_y v_z} \\ -\overline{\rho v_z v_x} & -\overline{\rho v_z v_y} & -\overline{\rho v_z^2} \end{bmatrix} \quad (2.31)$$

W równaniach Reynoldsa występuje 10 niewiadomych – 3 składowe wektora prędkości, ciśnienie (2.29), (2.30) i 6 składowych tensora naprężeń turbulentnych (2.31). Układ równań nie jest zamknięty i aby go rozwiązać należy użyć dodatkowych równań zamykających, zwanych modelami turbulencji.

2.2.2. Modele turbulencji

Klasyczne modele turbulencji jednorównaniowe i dwurównaniowe $k-\varepsilon$ i $k-\omega$, bazują na hipotezie Boussinesq'a [34], która wiąże tensor naprężeń turbulentnych z uśrednionym polem prędkości (2.32).

$$\mathbf{R} = \mu_t \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial v_i}{\partial x_i} \right) \delta_{ij} \quad (2.32)$$

Podstawowym modelem dwurównaniowym jest model $k-\varepsilon$ Standard, opierający się na dodatkowych, półempirycznych równaniach określających kinetyczną energię turbulencji k (2.33) i prędkości dyssypacji ε (2.34):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k v_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (2.33)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon v_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (2.34)$$

Równania (2.33) i (2.34) z równaniem (2.32) wiąże zależność (2.35):

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.35)$$

W modelu $k-\varepsilon$ (2.33) i (2.34) występują stałe doświadczalne: $C_{1\varepsilon} = 1,44$, $C_{2\varepsilon} = 1,92$, $C_\mu = 0,09$, $\sigma_k = 1,0$, $\sigma_\varepsilon = 1,3$ oraz dodatkowe zależności [25].

Na podstawie modelu $k-\varepsilon$ Standard powstały modele pochodne, dedykowane pod konkretne rodzaje przepływu, różniące się przede wszystkim stałymi liczbowymi lub niekiedy dodatkowymi członami. Jednym z nich jest model RNG, w którym stałe liczbowe wynoszą odpowiednio $C_{1\varepsilon} = 1,42$, $C_{2\varepsilon} = 1,68$. Model RNG jest lepszy do przepływów wymuszonych i przepływów zawirowanych, w których występują duże krzywizny linii prądu.

W pracy stosowano model $k-\varepsilon$ do obliczeń 3D:

- opływu kadłuba bez powierzchni swobodnej,
- opływu kadłuba z powierzchnią swobodną,

Dodatkowo:

- opływu kadłuba z pędnikiem (wyniki niezamieszczone w pracy),

Miarą poprawności obliczeń dla modelu $k-\varepsilon$ jest parametr y^+ , jako miara lokalnej liczby Reynoldsa [25] w podwarstwie laminarnej warstwy przyściennej. Aby obliczenia można było uznać za poprawne, należało zachować ten parametr w przedziale 30 – 100 (300). Grubość pierwszej warstwy elementów szacunkowo wyznaczano z zależności (2.36) [70]:

$$y^+ = 0,172 \cdot \frac{y}{L} \cdot Re^{0,9} \quad (2.36)$$

Jednym z nowszych modeli turbulencji jest model V2F, nie wymagający funkcji przyściennej [18]. Dotychczas nie są znane obliczenia opływu kadłuba statku z wykorzystaniem tego modelu.

Bardziej skomplikowanym modelem turbulencji sporadycznie stosowanym w obliczeniach kadłuba statku jest model RSM, wykorzystujący dodatkowe równania

różniczkowe pozwalające na określenie naprężeń Reynoldsa [25]. Określenie dokładności poszczególnych modeli turbulencji jest trudne, należy korzystać ze wskazówek [87] do jakich rodzajów przepływów można je stosować.

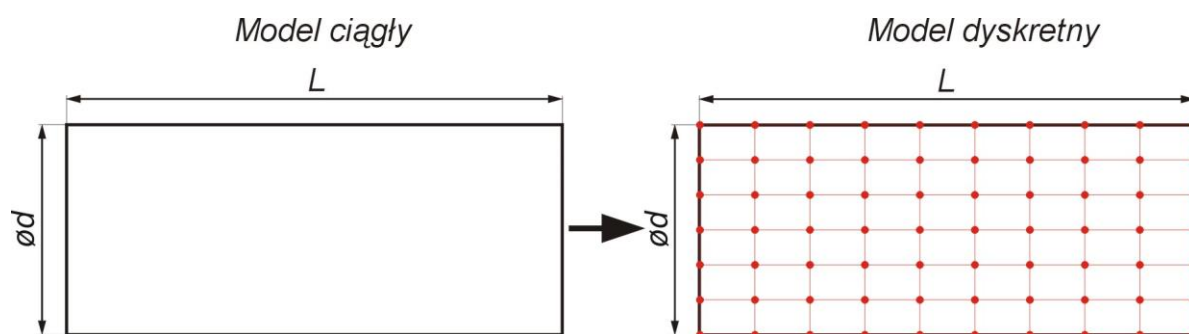
Badanie nad modelami turbulencji, jak i nad numerycznym rozwiązywaniem przepływu trwają nadal. Prowadzi się też badanie nad modelami turbulencji uwzględniającymi zjawiska prawdopodobieństwa w przepływie [55]. Należy się spodziewać, że model LES stanie się bardziej rozpowszechniony, wówczas gdy wzrośnie dostęp do komputerów bardzo dużej mocy.

2.2.3. Metody numeryczne

Najbardziej popularne metody numeryczne wykorzystywane w rozwiązywaniu przepływów to:

- metoda różnic skończonych,
- metoda elementów skończonych MES,
- metoda objętości skończonych MOS.

Istotą wszystkich metod numerycznych jest poszukiwanie rozwiązania przybliżonego. Podczas rozwiązywania zamieniany jest model ciągły na model dyskretny (rys 2.9).



Rys. 2.9. Zamiana modelu ciągłego na model dyskretny

System FLUENT bazuje na metodzie objętości skończonych, dlatego metodę tę stosuje się w obliczeniach przepływu w niniejszej pracy. MOS polega na bezpośredniej dyskretyzacji (w przestrzeni fizycznej) równań, które wyrażają podstawowe zasady mechaniki płynów (2.22), (2.23), (2.24). Równania te możemy zapisać jako jedno równanie transportu postaci:

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \phi dV}_{\text{czon - niestacjonarny}} + \underbrace{\oint_A \rho \phi V dA}_{\text{czon - konwekcyjny}} = \underbrace{\oint_A \Gamma \nabla \phi dA}_{\text{czon - dyfuzyjny}} + \underbrace{\int_V S_\phi dV}_{\text{czon - źródłowy}} \quad (2.37)$$

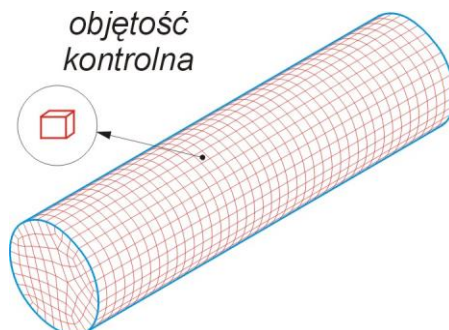
gdy:

$\phi = 1$ – równanie ciągłości

$\phi = v_x$ – równanie zachowania pędu dla OX

$\phi = h$ – równanie zachowania energii (h – entalpia).

Przestrzeń obliczeniową dzielimy na skończoną liczbę powierzchni kontrolnych (2D), lub objętości kontrolnych (3D) (rys 2.10).

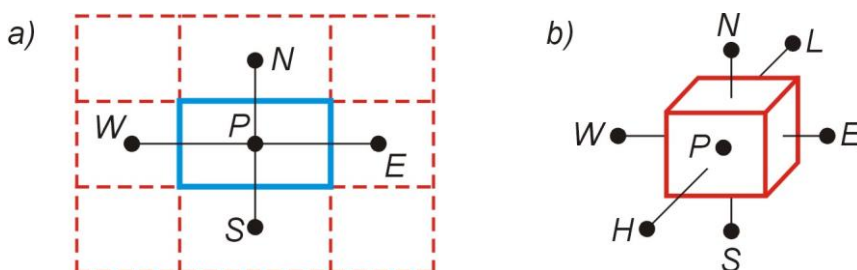


Rys. 2.10. Objętość kontrolna w siatce 3D

Uogólnione równanie transportu stosujemy do każdej objętości kontrolnej i dyskretyzujemy, czyli sprowadzamy równanie różniczkowe do algebraicznego (2.38):

$$\frac{(\rho\phi_p)^{t+\Delta t} - (\rho\phi_p)^t}{\Delta t} \Delta V + \sum_{\text{pow}} \rho_f \phi_f V_f A_f = \sum_{\text{pow}} \Gamma_f (\nabla\phi)_{\perp,f} A_f + S_\phi \Delta V \quad (2.38)$$

Wartości poszukiwanych zmiennych przechowywane są w centrum powierzchni, objętości kontrolnej (rys 2.11).



Rys. 2.11. Wartości poszukiwane P dla przepływu 2D a), oraz 3D b)

Wartość danej zmiennej P może być wyrażona przez wartości lokalne w komórkach do siebie przyległych (2.39):

$$a_p \phi_p = a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S + a_L \phi_L + a_H \phi_H + a_p^0 \phi_p^0 + S_\phi \quad (2.39)$$

gdzie:

a_i reprezentuje dyfuzję i konwekcję, $a_p^0 \phi_p^0$ reprezentuje człon niestacjonarny, S_ϕ reprezentuje człon źródłowy.

Możemy to zapisać (2.40):

$$a_p \phi_p = \sum a_{nb} \phi_{nb} + a_p^0 \phi_p^0 + S_\phi \quad (2.40)$$

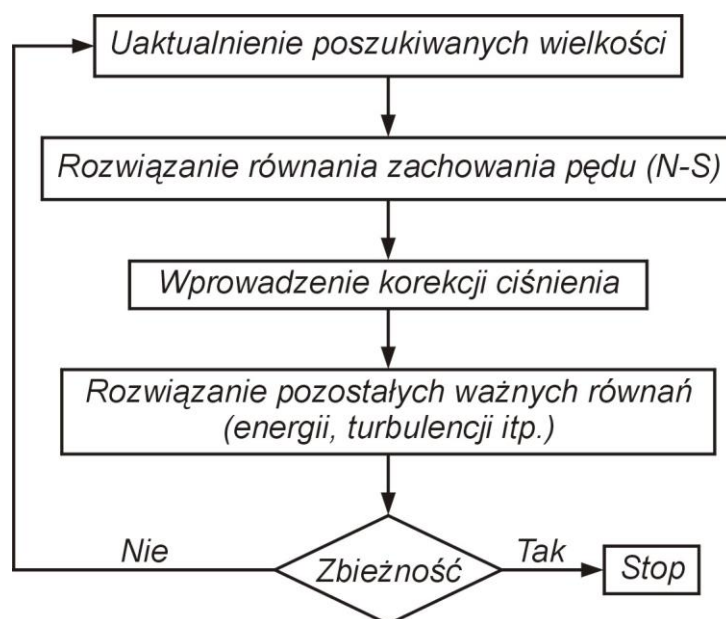
Następnie tworzy się układ równań dla wszystkich komórek dziedziny przepływu (2.41):

$$\left[\begin{matrix} A \end{matrix} \right] \left\{ \begin{matrix} \phi \end{matrix} \right\} = \left\{ \begin{matrix} R \end{matrix} \right\} \quad (2.41)$$

Układ ten rozwiązuje się iteracyjnie do spełnienia warunku (2.42):

$$|\phi_i - \phi_{i+1}| < \varepsilon \quad (2.42)$$

Obliczenia można prowadzić dwoma metodami, Coupled [25] i Segregated (rys 2.12), w pracy korzystano z metody Segregated.



Rys. 2.12. Schemat przebiegu obliczeń numerycznych metodą Segregated

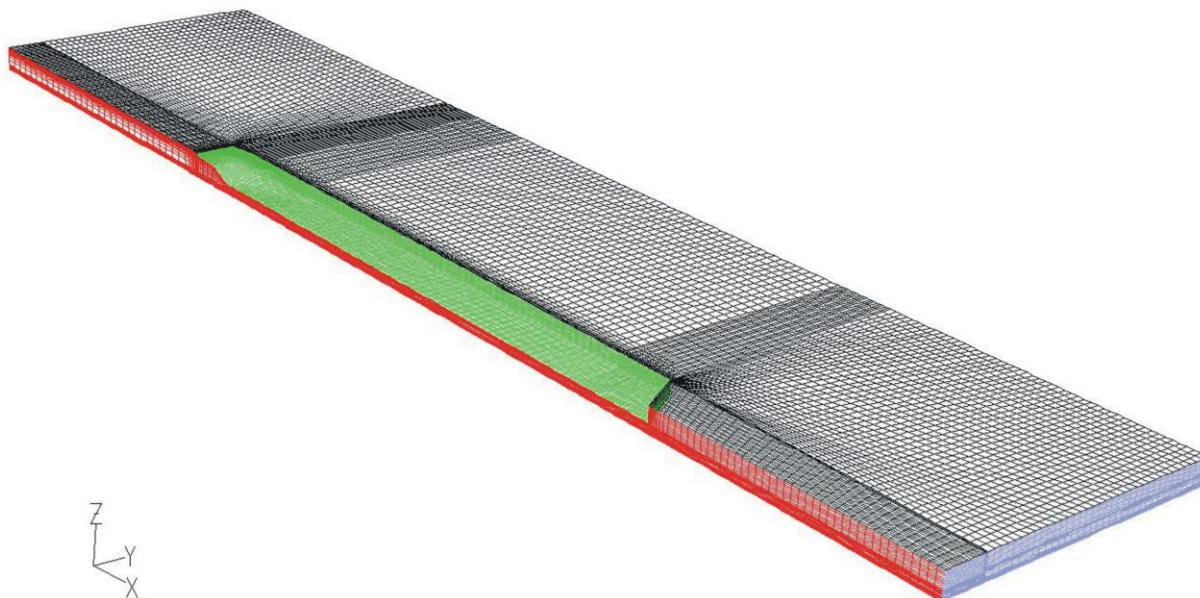
2.2.4 Siatki numeryczne.

Główne cechy siatek numerycznych to [61]:

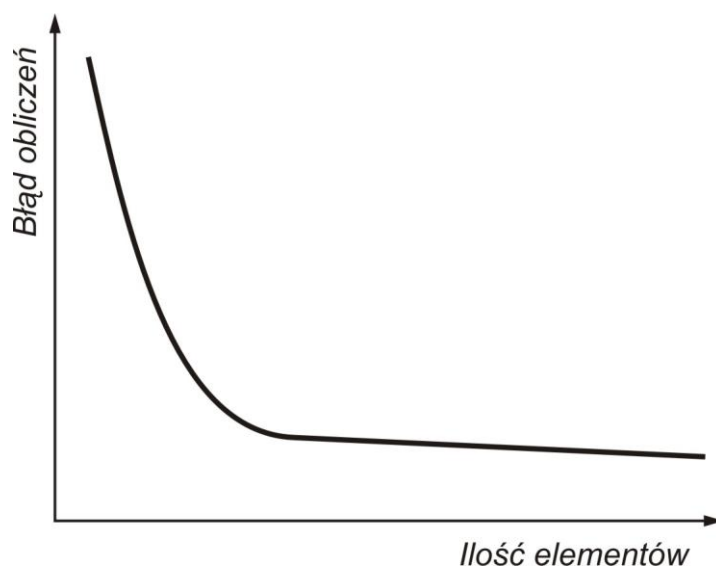
- kształt elementu,
- ortogonalność,
- strukturalność,
- blokowość,
- regularność
- możliwość ruchu siatek.

Dla statków poruszających się bez dryfu modelowany jest kształt statku do płaszczyzny symetrii. Kształt dziedziny obliczeniowej jest prostopadłościanem (dla wody płytkiej i głębokiej) (rys. 2.13), lub ćwiartką walca (dla wody głębokiej).

Wybór liczby elementów nie jest dowolny. Stosując modele DNS lub LES siatka musi być bardzo gęsta, aby modelowanie było poprawne, dla modelu RANS musimy znaleźć kompromis pomiędzy dokładnością wyników, a czasem trwania obliczeń, im więcej elementów, tym wyniki dokładniejsze (rys. 2.14).



Rys. 2.13. Przykładowa siatka numeryczna dla ograniczonej drogi wodnej



Rys. 2.14. Wykres zależności błędu obliczeń od ilości elementów w metodzie objętości skończonych

Jeśli siatka jest bardzo rzadka to wyniki są niedokładne, bo uśrednione na zbyt dużej powierzchni, zatem nie uwzględnia się wszystkich zjawisk w przepływie. Zwiększając liczbę elementów, wyniki są uśredniane na coraz mniejszej powierzchni i stają się coraz dokładniejsze. Pociąga to za sobą zwiększenie czasu trwania obliczeń.

Wskazanie odpowiedniej liczby elementów jest bardzo trudne i wymaga doświadczenia w modelowaniu. Należy też się kierować zaleceniami [78], [65] [77] w modelowaniu siatki. Wielu autorów publikując wyniki bardzo mało miejsca poświęca samej siatce. Zazwyczaj podawana jest liczba elementów i ich kształt, co niestety nie wystarcza do odtworzenia jej. Dobra siatka to poprawne obliczenia.

Do tworzenia w niniejszej pracy siatki obliczeniowej korzystano z programu Gambit, dostępnego w pakiecie systemu FLUENT. Program ten umożliwia tworzenie samej geometrii oraz posiada moduł do tworzenia siatek numerycznych – płaskich i przestrzennych.

2.2.5 Obliczenia CFD

Metody CFD są stosowane przez wiele ośrodków na świecie, a większość dostępnych publikacji dotyczy statków morskich.

Metody numeryczne można podzielić na trzy grupy:

- Obliczenia kształtów teoretycznych Wigley [3], [58], lub serii kształtów Seria 60 [3], [58], [4], [71], [63] są to kształty bardzo dokładnie pomierzone przez różne ośrodki badań. Wyniki te są powszechnie dostępne.
- Obliczenia kształtów projektowanych, HSVA, KRISO [58], Jacht na American Cup [5]. Semi planing Boat [62], DALIAN YANTAY [72],
- Obliczenia jednego kształtu w kilku ośrodkach badawczych, następnie porównanie wyników. W roku 1990 liczono opływ kształtu HSVA TANKER [50], w roku 2000 KRISTO TANKER, KRISTO KONTENER, US NAVY [51]. Warto wspomnieć, że raport zawiera nie tylko wyniki obliczeń, ale przede wszystkim przyjmowane warunki obliczeń (np. modele turbulencji) oraz opis sprzętu wykorzystanego do obliczeń (np. liczba procesorów).

Fluent Inc. wykonał obliczenia kształtu VLCC [73] stosując model turbulencji RSM, wyniki są poprawne lecz do większości obliczeń zastosowano modelu $k - \epsilon$.

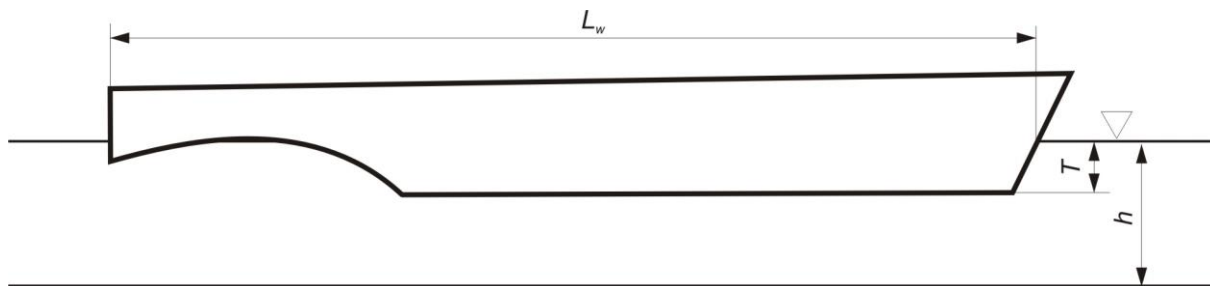
Publikowane są też wyniki obliczeń opływu kadłuba na ograniczonej drodze wodnej.

Pełny sposób obliczeń, łącznie z warunkami brzegowymi i budową siatki, podano w [10]. W publikacji [20] przedstawiono wyniki badań modelowych porównane z obliczeniami, na siatkach zbudowanych z elementów typu hexa i tetra.

3. Wpływ ograniczenia głębokości na kształtowanie się oporu

3.1. Opór falowy

Główne wymiary opisujące jednostkę na wodzie płytkiej to zanurzenie T , długość jednostki na wodnicy L_w , szerokość B , głębokość drogi wodnej h (rys 3.1).



Rys. 3.1. Wymiary charakterystyczne kształtu na wodzie płytkiej

Nie ma jednoznacznej definicji wody płytkiej. Na podstawie materiałów PIANC [17] na 23 konferencji ITTC podano cztery rodzaje wody płytkiej (tab. 3.1). Określenie wody głębokiej dla $h/T > 3$ nie jest ścisłe. Spotyka się w literaturze przyjmowanie wody głębokiej dla $h/T > 3,5$ [45], a nawet dla $h/T > 20$ [16], [28].

Tabela 3.1. Podział głębokości drogi wodnej ze względu na h/T

h/T	
>3	Woda głęboka
$1,5 - 3$	Woda średnio głęboka
$1,2 - 1,5$	Woda płytka
$< 1,2$	Woda bardzo płytka

Jak już wspomniano jednym z parametrów określających głębokość drogi wodnej jest h/T . Drugim bardzo ważnym jest prędkość pływania w odniesieniu do prędkości krytycznej [45], [11] równa:

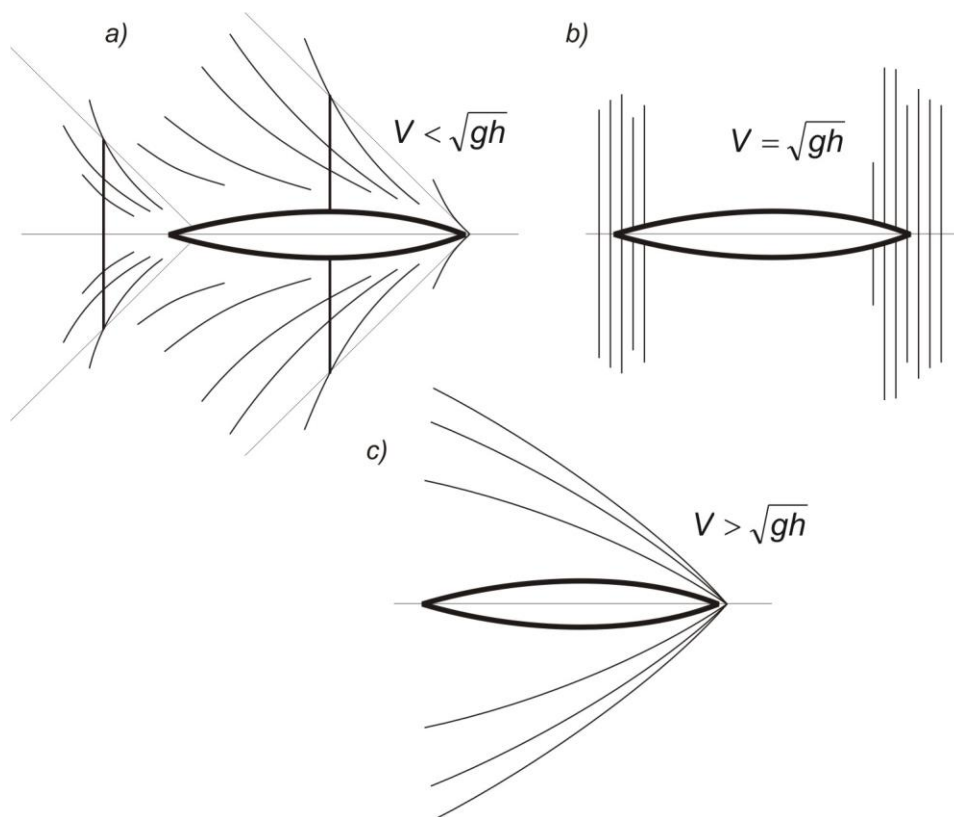
$$V_{kr} = \sqrt{gh} \quad (3.1)$$

lub liczby Froude'a odniesionej do głębokości [23]:

$$Fr_h = \frac{V}{\sqrt{g \cdot h}} \quad (3.2)$$

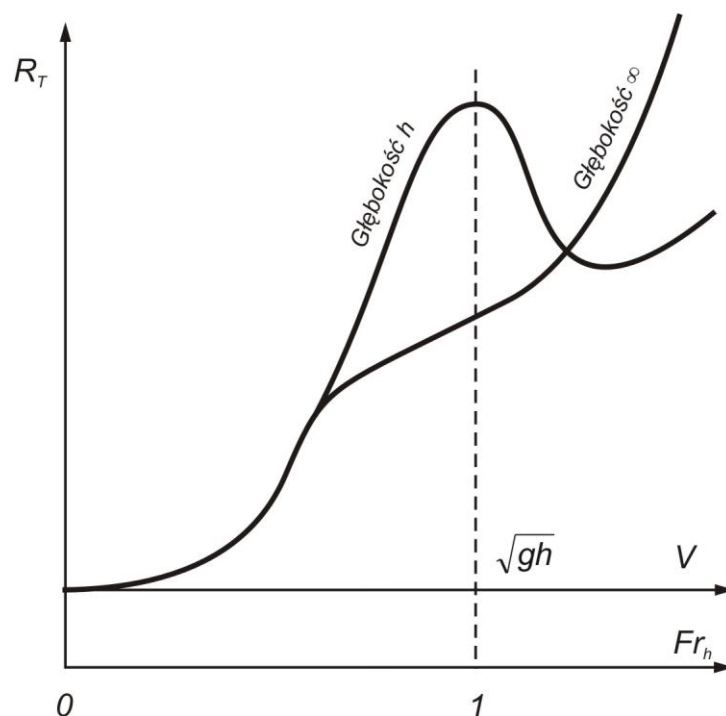
Układ fal tworzący się przy opływie ma ścisły związek z wartością prędkości krytycznej. Długość fali poprzecznej na wodzie płytkiej jest większa niż na wodzie głębokiej, a ze wzrostem długości fali rośnie kąt wierzchołkowy. Przy małych prędkościach układ fali układa się jak dla wody głębokiej (rys. 1.9), a gdy są większe prędkości układ falowy zaczyna się zmieniać (rys. 3.2 a). Długość fali poprzecznej zaczyna zmierzać do nieskończoności, gdy

prędkość pływania osiąga prędkość krytyczną (rys. 3.2 b). Układ fali tworzy falę odosobnioną w postaci grzbietu bez doliny. Po przekroczeniu prędkości krytycznej tworzy się układ dwóch fal na dziobie i rufie, których kąt wierzchołkowy maleje (rys. 3.2 c) [11].



Rys. 3.2. Układ fali na wodzie płytkej w zależności od prędkości krytycznej

Wielkość oporu falowego, przy tych samych prędkościach, jest większy w przypadku wody płytkiej niż dla wody głębokiej. Wyraźny wzrost oporu falowego obserwuje się dla prędkości większych od $0,5 - 0,65 V_{kr}$ [45]. Maksimum osiąga przy prędkości pływania równej prędkości krytycznej (rys. 3.3).

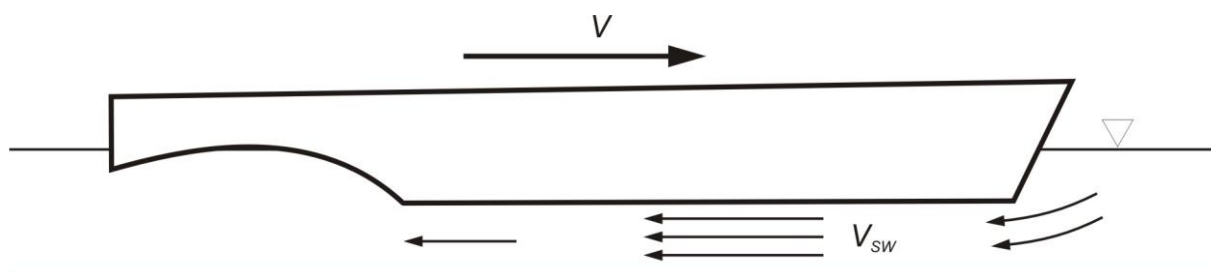


Rys. 3.3. Zależność oporu falowego od prędkości pływania dla wody głębokiej i płytkiej

Dla żeglugi śródlądowej stosowany zakres prędkości roboczych zawiera się od 0,2 do 0,65 V_{kr} . Prędkości większych nie uzyskuje się, ze względu na trudności techniczne, ale przede wszystkim ze względu na rachunek ekonomiczny. Ważnym aspektem jest też ochrona środowiska naturalnego.

3.2. Opór lepkości – prędkość wsteczna

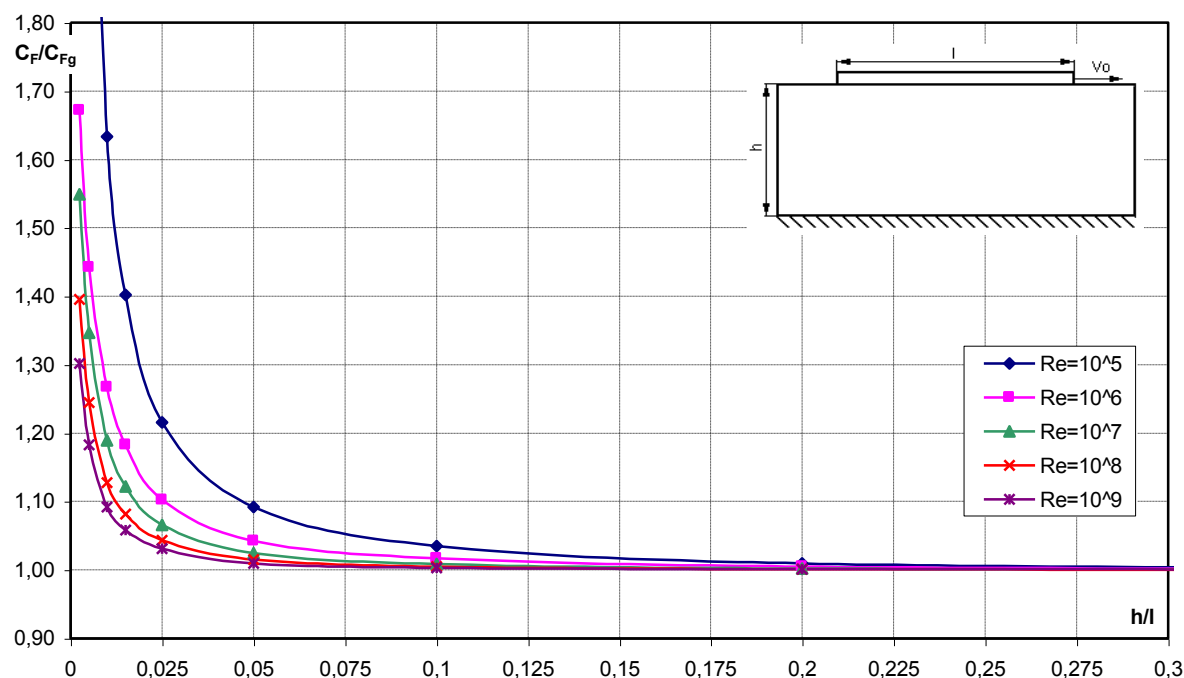
Innym ważnym czynnikiem mającym wpływ na zwiększanie oporu na wodzie płytkiej jest tzw. prędkość wsteczna, powstająca na skutek przewężania się przekroju przepływu (rys. 3.4).



Rys. 3.4. Strumień wsteczny na wodzie płytkiej

Prędkość przepływu wstecznego jest większa od prędkości pływania statku w układzie odniesienia jakim jest dno drogi wodnej. Powoduje ona zwiększenie oporu tarcia, jak również ciśnieniowego oporu lepkości, co wpływa na dalsze niekorzystne zjawiska. Przyspieszenie przepływu pod dnem powoduje uciekanie wody spod statku, co prowadzi do przemieszczania

się kadłuba w kierunku dna drogi wodnej. W granicznych przypadkach może dojść do przyssania do dna jednostki pływającej.



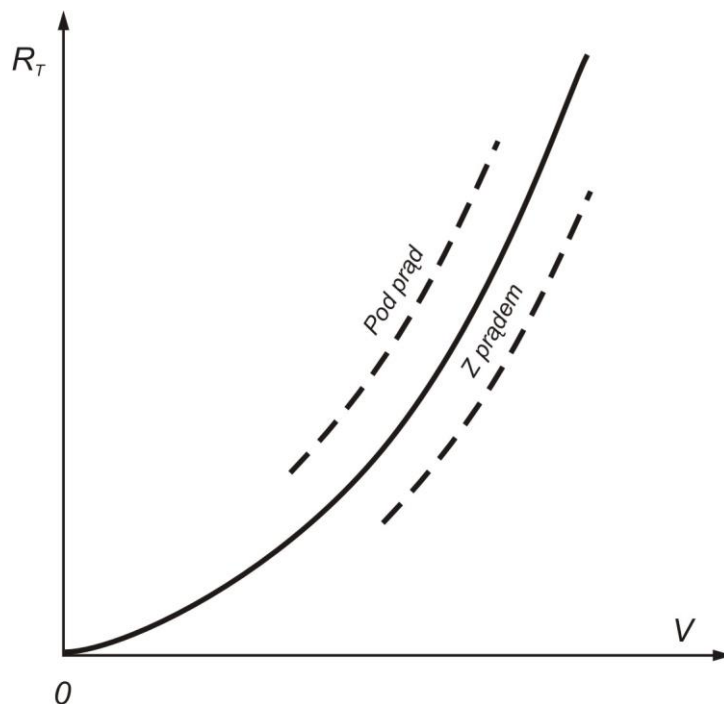
Rys. 3.5. Wpływ stosunku głębokości drogi wodnej h/l do stosunku c_f/c_{fg} dla różnych Re [46]

Jak przedstawiono w rozdziale 2 współczynnik tarcia lepkiego liczony jest głównie wg zależności (2.14), które wyprowadzono dla opływu swobodnego powierzchni (płaskiej płyty). W razie ograniczenia przepływu następuje zupełnie inne zjawisko – przepływ ograniczony między dwoma płaszczyznami.

Zmniejszanie odległości między płytami powoduje wzrost oporu tarcia (rys. 3.5) [46]. Na rysunku c_f oznacza wartość współczynnika oporu dla h/T , natomiast c_{fg} jest to wartość współczynnika oporu dla płyty na wodzie nieograniczonej. Wynika stąd, że już dla stosunku $h/l=0,2$ ten wpływ istnieje. Trudno stwierdzić jaki jest dokładny wzrost oporu tarcia dla rzeczywistego kadłuba.

3.3. Wpływ prądu w rzece

Specyficznym czynnikiem wpływającym na opór jednostki pływającej na rzekach jest prąd rzeki, który jest wynikiem jej spadku hydraulicznego. Możemy wyróżnić dwa rodzaje pływania zależnie od kierunku prędkości w stosunku do prędkości prądu w rzece. Gdy wektor prędkości statku ma kierunek zgodny z kierunkiem prądu w rzece oznacza to – pływanie z prądem, gdy ma kierunek przeciwny – pływanie pod prąd. Wpływ prądu w rzece na opór całkowity przedstawiono na (rys. 3.6).



Rys. 3.6. Wpływ prądu w rzece na opór

Wpływ ten jest bardzo istotny przy analizach ekonomicznych, dla szacowania kosztów transportu.

3.4. Metody wyznaczania oporu na wodzie płytkiej

Metody wyznaczania oporu na wodzie płytkiej nie różnią się w zasadzie niczym od metod wyznaczania oporu na wodzie głębokiej. Opór statku przelicza się wg klasycznej metody Froude'a, gdzie współczynnik oporu tarcia liczy się wg ITTC57 (rys. 2.2). 20. konferencja ITTC [38] zaproponowała dwie metody wyznaczania oporu na wodzie płytkiej.

Pierwsza metoda uwzględnia prędkość przepływu wstecznego, wykorzystując klasyczną metodę Froude'a. Różnica polega na wyznaczaniu liczby Reynoldsa, uwzględniającej prędkość przepływu wstecznego.

$$Re = \frac{(V + \Delta V) \cdot L}{\nu} \quad (3.3)$$

zakładając że:

$$\left(\frac{\Delta V}{V} \right)_M = \left(\frac{\Delta V}{V} \right)_S \quad (3.4)$$

Dla tej metody przyjmuje się współczynnik kształtu $(1 + k_0) = 0$. Daje ona wyniki zawyżone około 8% dla $h/T > 3$ oraz około 16% dla $h/T = 1,2$ w stosunku do metody Froude'a.

Metoda druga opiera się podobnie na klasycznej metodzie Froude'a. Współczynnik kształtu $(1 + k_0)$ jest przyjmowany z (tab. 3.2):

Tabela 3.2. Zależność współczynnika kształtu od h/T

h/T	$1+k_0$
$>3,0$	1,12
2,0	1,24
1,5	1,32
1,2	1,43

Połączenie obu tych metod nie daje jednoznacznych wyników. Wg testów dla $h/T > 3$ daje zaniżone wyniki, natomiast dla $h/T < 2$ zawyżone w porównaniu z klasyczną metodą Froude'a. Powoduje to trudne do oszacowania błędy przy przeliczaniu oporu.

Materiały 23. konferencji ITTC [39] zalecają wyznaczanie współczynnika kształtu wg zależności:

$$k_{0h} = k_{0\infty} + 0,644 \left(\frac{T}{h} \right)^{1,72} \quad (3.5)$$

VBD zaproponowało [40] metodę uwzględniającą efektywną prędkość definiowaną przez Graffa jako:

$$V_E = \sqrt{\frac{(V^2 + 2 \cdot g \cdot z_v)}{\left(1 - \frac{z_v}{h}\right)}} \quad (3.6)$$

gdzie z_v – średnie osiadanie.

Następnie opór całkowity wyznaczany był z zależności:

$$R_{TS} = \left[(1 + k_0) \cdot c_{FOES} + c_A \right] \cdot 0,5 \cdot \rho \cdot S \cdot V_{ES}^2 + \frac{\rho}{\rho_M} \cdot R_{TM} \cdot \lambda^3 \quad (3.7)$$

gdzie:

$$c_{FOES} = \frac{0,075}{(\log(Re_{ES}) - 2)^2} \quad (3.8)$$

$$Re_{ES} = \frac{V_{ES} \cdot L_S}{\nu_S} \quad (3.9)$$

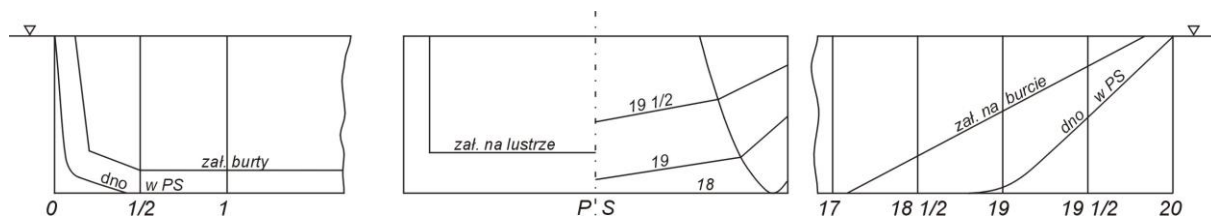
Współczynnik kształtu liczony wg zależności Hughes – Prohaska (2.21).

Należy zwrócić uwagę na to, że sposoby uwzględniania wpływu głębokości drogi wodnej sprowadzają się do parametru h/T . Parametr ten jest bardzo istotny w przypadku ograniczonej drogi wodnej lecz nie określa całości przepływu. Rozpatrując sam przepływ przy takim samym h/T otrzymujemy różne wartości $(h-T)$. Wielkość $(h-T)$ charakteryzuje

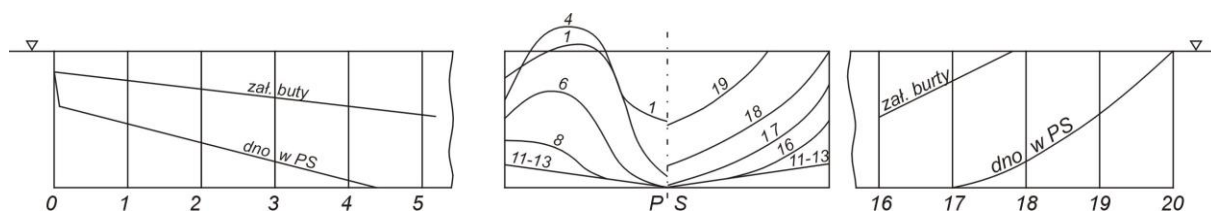
odległość dna drogi wodnej od dna barki, im mniejsze $(h-T)$, tym większe oddziaływanie warstwy przyściennej tworzącej się na płaszczyznach, a tym samym wpływ ich na siebie.

Zgodnie z teorią przepływu lepsze jest znalezienie sposobu na wyznaczanie współczynnika lepkości w zależności od głębokości drogi wodnej [45]. Z rysunku 3.5 wynika, że ze wzrostem głębokości drogi wodnej współczynnik c_F maleje. Istnieją dwie drogi dokładnego wyznaczania oporu statku rzeczywistego na drodze wodnej – dokładne wyznaczenie oporu falowego lub oporu tarcia. Praca ta zajmie się wyznaczeniem oporu tarcia.

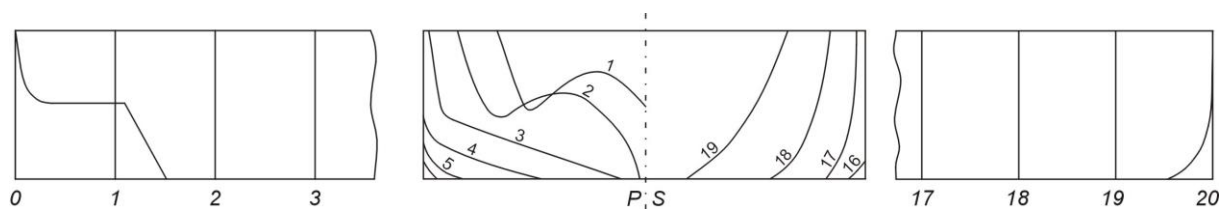
4. Składniki oporu na wodzie płytkiej



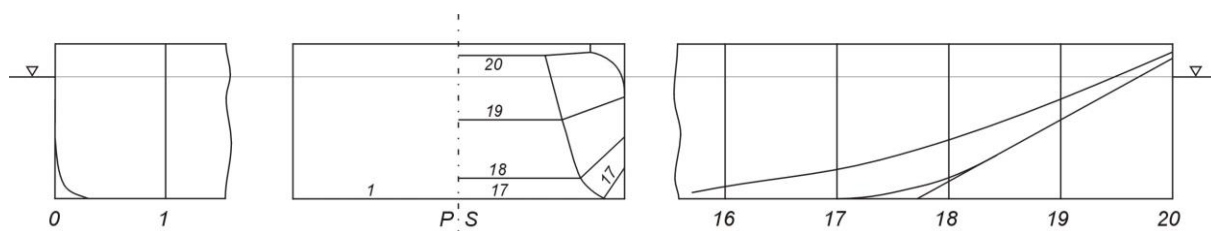
Rys. 4.1. Liniorys - Barka Pchana A III (wchodzi w skład zestawu Bawół 2)



Rys. 4.2. Liniorys - Pchacz Bizon

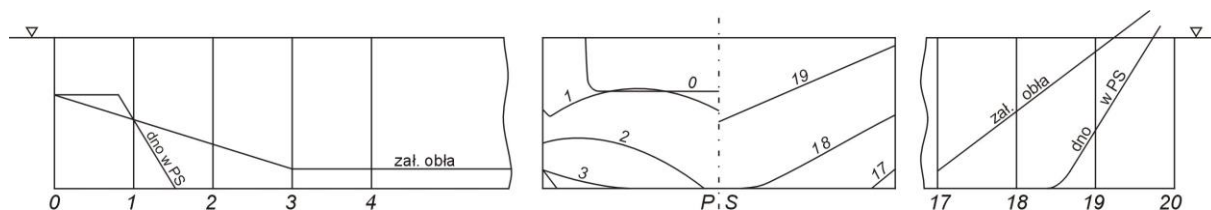


Rys. 4.3. Liniorys - Barka Motorowa BM-500



Rys. 4.4. Liniorys - Barka Pchana Europa

Analizę udziału oporu tarcia lepkiego wykonano na podstawie badań modelowych prowadzonych w ośrodkach hydromechaniki okrętowej VBD i CTO. Dane do analiz zaczerpnięto z pracy [85]. Liniorysy analizowanych kształtów barek pokazano na (rys. 4.1) – (rys. 4.5).



Rys. 4.5. Liniorys - Odrzańska Barka Motorowa - OBM

W tabelach 4.1, 4.2 i 4.3 podano podstawowe dane analizowanych zestawów: długość na wodnicy, zanurzenie, głębokość drogi wodnej, oraz h/T , przyjęto oznaczenia: BP – parka pchana, BM – barka motorowa, P – pchacz.

Tabela 4.1. Podstawowe parametry zestawu barek pchanych

Kształt	Lw	T	h	h/T	Konfiguracja		
					B	BM	P
Bizon	95	1,6	2,5	1,56	2	0	0
Bizon	93	1,1	2,5	2,27	2	0	0
Bizon	95	1,6	4,0	2,50	2	0	0
Bizon	95	1,6	4,0	2,50	2	0	0
Bizon	93	1,1	4,0	3,64	2	0	0
Bizon	94	1,1	4,0	3,64	2	0	0
Bizon	93	1,1	∞	∞	2	0	0
Bizon	95	1,6	∞	∞	2	0	0
Europa	149	2,8	3,5	1,25	2	0	0
Europa	151	3,8	5,0	1,32	2	0	0
Europa	148	2,5	3,5	1,40	2	0	0
Bawół 2	162	2,3	3,5	1,52	2	0	0
Europa	149	3,0	5,0	1,67	2	0	0
Europa	151	3,8	7,5	1,97	2	0	0
Europa	148	2,5	5,0	2,00	2	0	0
Europa	149	3,0	7,5	2,50	2	0	0
Europa	148	2,5	7,5	3,00	2	0	0
Europa	144	0,736	3,5	4,76	2	0	0
Europa	144	0,736	5,0	6,79	2	0	0
Europa	144	0,736	7,5	10,19	2	0	0
Bizon	47	1,6	4,0	2,50	1	0	0
Bizon	46	1,1	4,0	3,64	1	0	0
Europa	73	2,8	3,5	1,25	1	0	0
Europa	74	3,8	5,0	1,32	1	0	0
Europa	72	2,5	3,5	1,40	1	0	0
Bawół 2	80	2,3	3,5	1,52	1	0	0
Europa	73	3,0	5,0	1,67	1	0	0
Europa	74	3,8	7,5	1,97	1	0	0
Europa	72	2,5	5,0	2,00	1	0	0
Europa	73	3,0	7,5	2,50	1	0	0
Europa	72	2,5	7,5	3,00	1	0	0
Europa	68	0,736	3,5	4,76	1	0	0
Europa	68	0,736	5,0	6,79	1	0	0
Europa	68	0,736	7,5	10,19	1	0	0

W tabeli 4.1 podano zestawienie barek pchanych Bizon, Europa oraz Bawół 2, a w (tab. 4.2) barek motorowych OBM i BM-500. Tabela 4.3 zawiera zestawienie barek pchanych z pchaczem – Bizon lub Bawół.

Tabela 4.2. Podstawowe parametry barek motorowych

Kształt	Lw	T	h	h/T	Konfiguracja		
					B	BM	P
OBM	69	2,36	2,5	1,06	0	1	0
OBM	69	2,36	2,76	1,17	0	1	0
OBM	67	1,6	2,0	1,25	0	1	0
OBM	67	1,6	2,25	1,41	0	1	0
BM-500	56	1,6	2,5	1,56	0	1	0
OBM	67	1,6	2,5	1,56	0	1	0
BM-500	55	1,3	2,5	1,92	0	1	0
BM-500	53	0,5	2,5	5,00	0	1	0
BM-500	56	1,6	∞	∞	0	1	0
OBM	67	1,6	∞	∞	0	1	0
OBM	69	2,36	∞	∞	0	1	0
OBM	114	2,36	2,5	1,06	1	1	0
OBM	114	1,6	2,5	1,56	1	1	0
OBM	114	1,6	∞	∞	1	1	0
OBM	114	2,36	∞	∞	1	1	0

Tabela 4.3. Podstawowe parametry zestawów pchanych z pchaczem

Kształt	Lw	T	h	h/T	Konfiguracja		
					B	BM	P
Bawół 2	21	1,75	3,5	2,00	0	0	1
Bizon	20	1,1	2,5	2,27	0	0	1
Bizon	20	1,1	4,0	3,64	0	0	1
Bizon	20	1,1	∞	∞	0	0	1
Bizon	68	1,1	4,0	3,64	1	0	1
Bizon	69	1,6	4,0	2,50	1	0	1
Bizon	116	1,6	2,5	1,56	2	0	1
Bizon	116	1,6	2,5	1,56	2	0	1
Bizon	116	1,1	2,5	2,27	2	0	1
Bizon	116	1,6	4,0	2,50	2	0	1
Bizon	116	1,6	4,0	2,50	2	0	1
Bizon	116	1,1	4,0	3,64	2	0	1
Bizon	116	1,1	4,0	3,64	2	0	1
Bizon	116	1,1	∞	∞	2	0	1
Bizon	116	1,6	∞	∞	2	0	1
Bawół	21	1,75	3,5	2,00	0	0	1
Bizon	20	1,1	2,5	2,27	0	0	1
Bizon	20	1,1	4,0	3,64	0	0	1
Bizon	20	1,1	∞	∞	0	0	1

Analizę składników oporu wykonano wg klasycznej metody Froude'a. Porównywano między sobą wyniki dla $Fr=0,1$ i $Fr=0,15$. Zastosowano podział ze względu na typ zestawu (barka pchana, barka motorowa, zestaw pchany itp.) oraz dodatkowo ze względu na długość zestawu. Wyznaczano stosunek współczynnika siły oporu lepkości do współczynnika oporu całkowitego modelu lub barki. W drugiej części rozdziału wyznaczono udziały współczynnika siły oporu lepkości w zależności od zastosowanej formuły do wyznaczania współczynnika kształtu.

4.1. Udział oporu lepkości w zależności od h/T

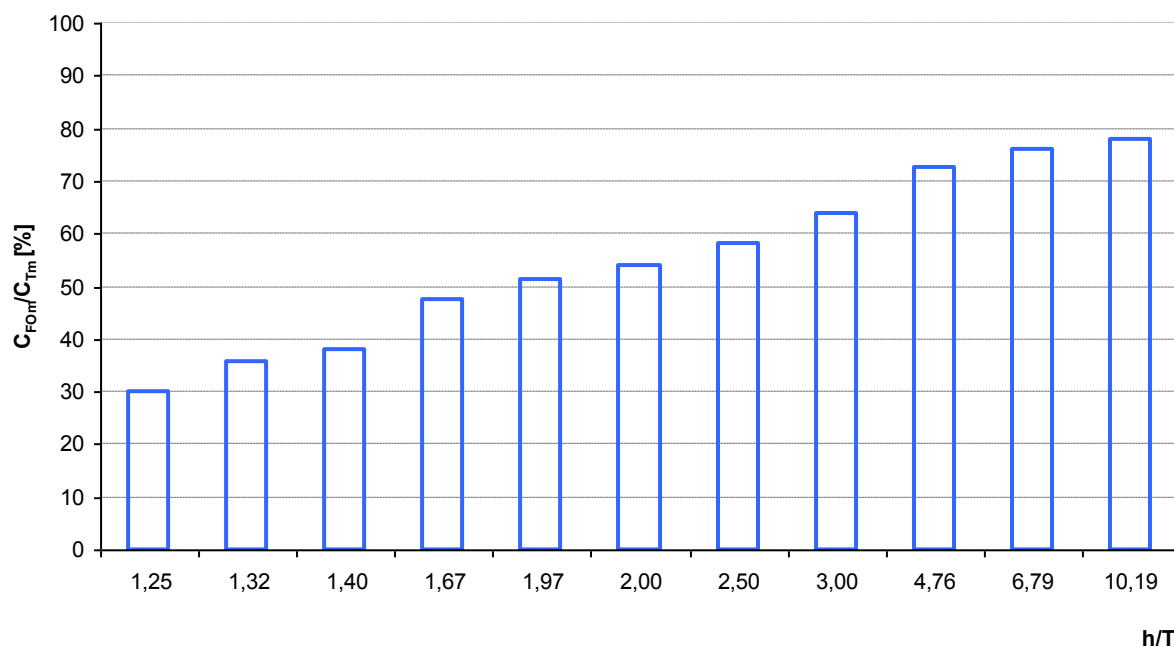
Zmienność parametru h/T można uzyskać dwojako:

- $T = \text{const}, h \neq \text{const}$

Gdy h rośnie a opór całkowity maleje, to współczynnik oporu lepkości (2.14) jest stały. Gdy h maleje opór całkowity rośnie, współczynnik oporu lepkości jest stały. Wynika stąd, że im h/T większe, to udział oporu lepkości jest większy (rys 4.6).

- $T \neq \text{const}, h = \text{const}$

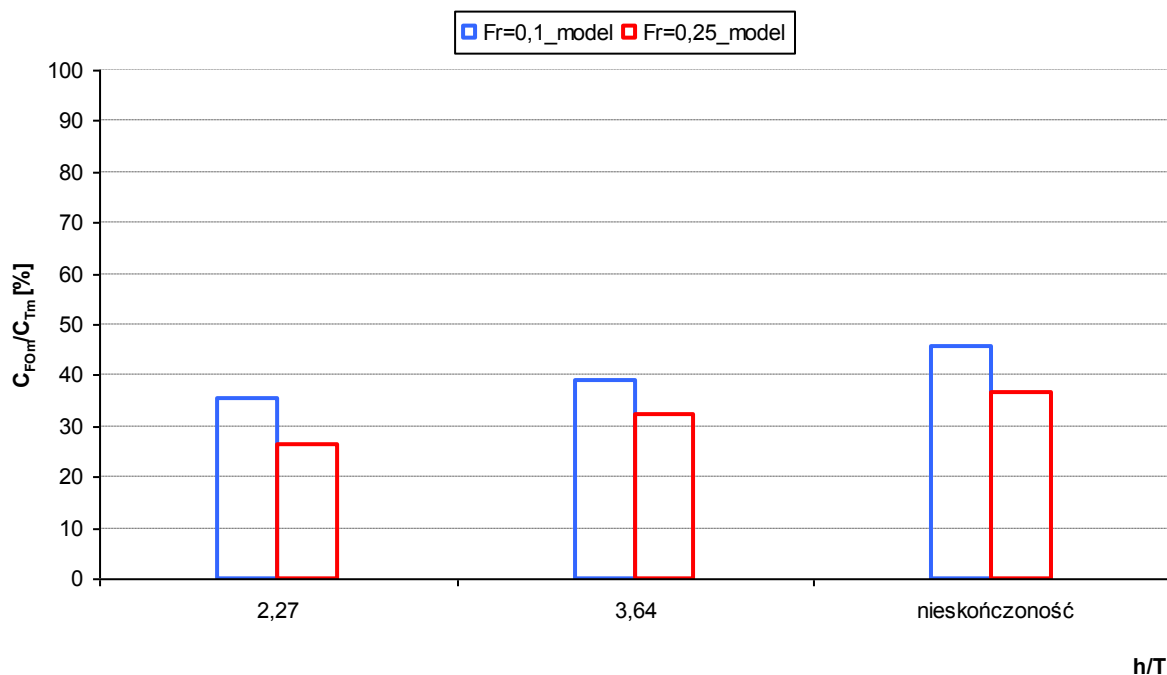
Przy ustalonym h , gdy T rośnie, to opór całkowity także wzrasta, współczynnik oporu lepkości jest stały. Gdy T maleje, to opór całkowity maleje przy tym samym współczynniku oporu tarcia lepkiego. Przy wzroście h/T , udział oporu tarcie rośnie (rys 4.6).



Rys. 4.6. Udział oporu lepkości w oporze całkowitym w zależności od h/T - 2BP Europa

4.2. Udział oporu lepkości w zależności od liczby Froude'a

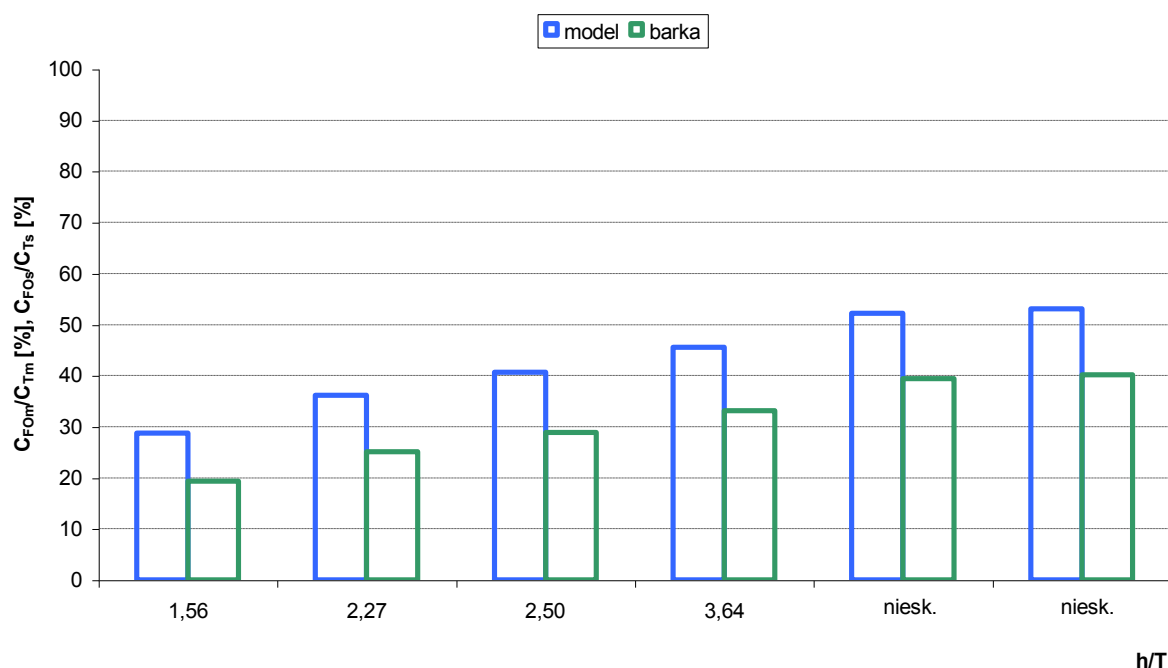
Dla ustalonego h i T siła oporu rośnie wraz z prędkością pływania. Gdy rośnie prędkość pływania (liczba Froude'a) rośnie liczba Reynoldsa czyli maleje współczynnik oporu tarcia lepkiego (2.14). Wynika stąd że im większa prędkość pływania tym udział oporu tarcia lepkiego jest mniejszy (rys 4.7).



Rys. 4.7. Udział oporu lepkości w oporze całkowitym w zależności od liczby Froude'a – 1P Bizon

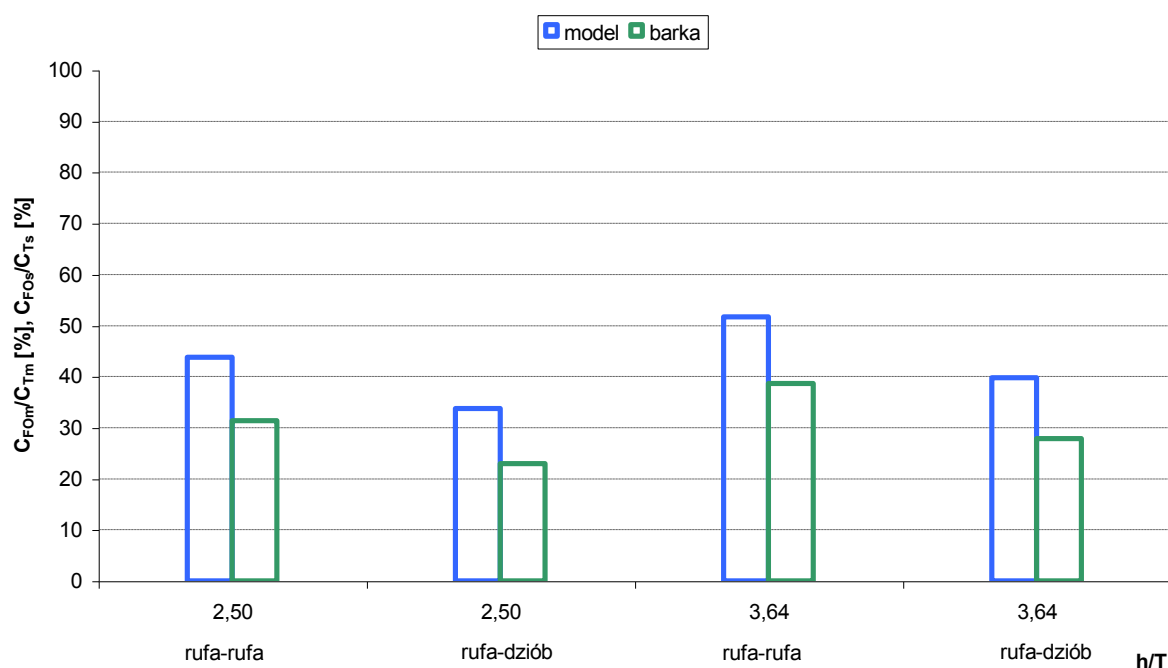
4.3. Udział oporu lepkości w zależności od skali

Udział oporu lepkości dla modelu i obiektu rzeczywistego wynika wprost z klasycznej metody Froude'a. Współczynnik oporu statku wyznaczamy z zależności (2.11) przy założeniu, że współczynnik kształtu ma wartość 1. Współczynnik oporu tarcia lepkiego (2.14) dla statku jest mniejszy niż dla modelu $c_{FOS} < c_{FOM}$, a współczynnik oporu całkowitego statku jest mniejszy od współczynnika oporu całkowitego modelu $c_{TS} < c_{TM}$. W granicznym przypadku gdy, $\lambda=1$ $c_{FOS} = c_{FOM}$, to $c_{TS} = c_{TM}$ zaś udziały oporu tarcia w oporze całkowitym są jednakowe dla modelu i obiektu rzeczywistego. Dla każdego $\lambda > 1$ udział oporu tarcia lepkiego w oporze całkowitym jest większy dla modelu niż dla obiektu rzeczywistego (rys 4.8).



Rys. 4.8. Udział oporu lepkości w oporze całkowitym w zależności od skali – P+2BP – zestaw Bizon

4.4. Udział oporu lepkości w zależności od sposobu łączenia zestawu



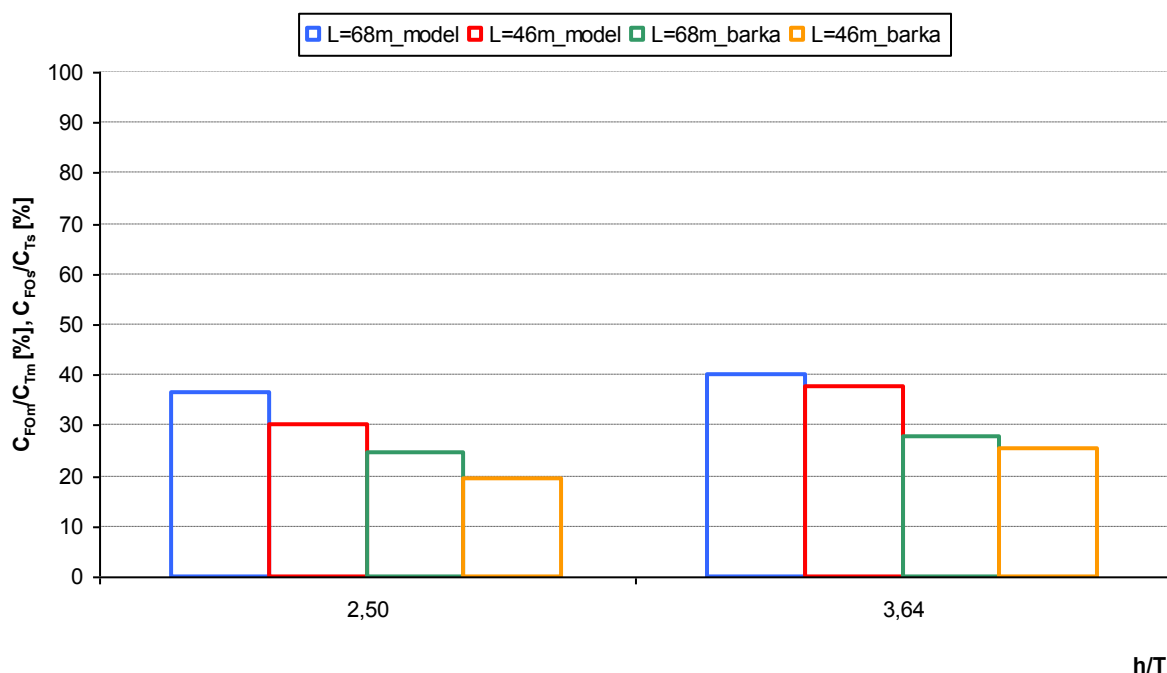
Rys. 4.9. Udział oporu lepkości w oporze całkowitym w zależności od sposobu łączenia zestawu – 2BP – Bizon

Dla jednakowej wartości h/T (ta sama wartość h i T) różnica w udziale oporu zależy od sposobu połączenia barek (rys 4.9). W jednym przypadku jest to łączenie rufa-rufa, w drugiej rufa dziób.

W przypadku łączenia rufa-rufa opór całkowity jest mniejszy, co przy tym samym oporze lepkości (2.14) daje jego większy udział.

4.5. Udział oporu lepkości w zależności od długości zestawu

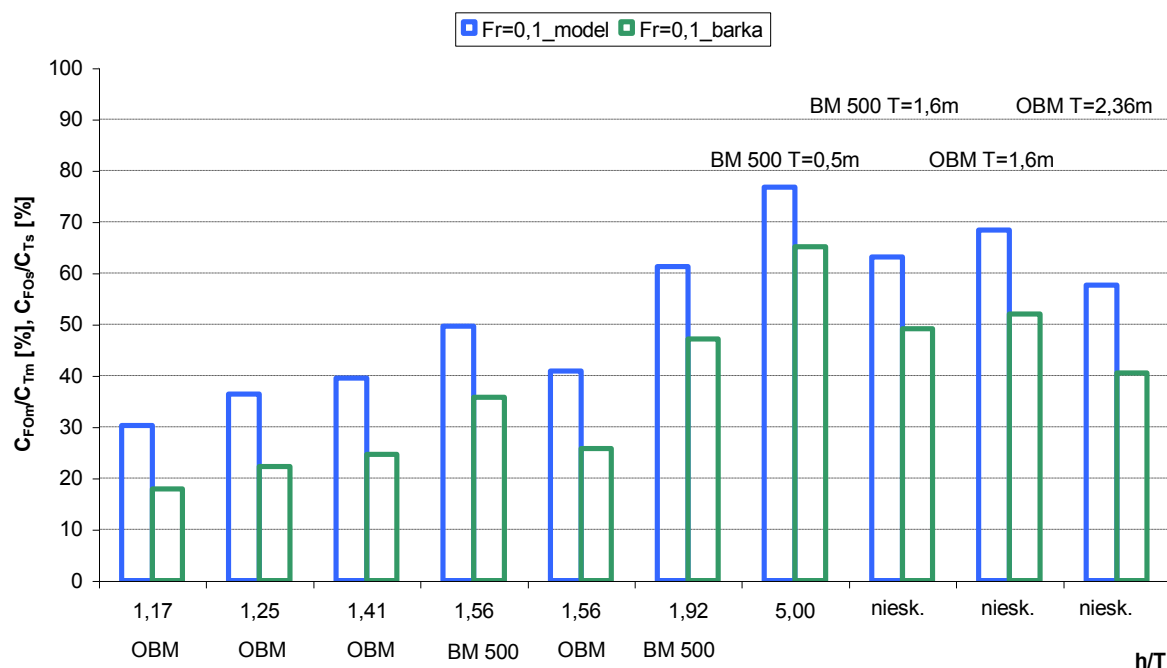
Dla tego samego kształtu przy ustalonym h/T udział oporu lepkości zależy od długości całkowitej zestawu. Im zestaw jest krótszy tym udział oporu lepkości jest mniejszy rys 4.10.



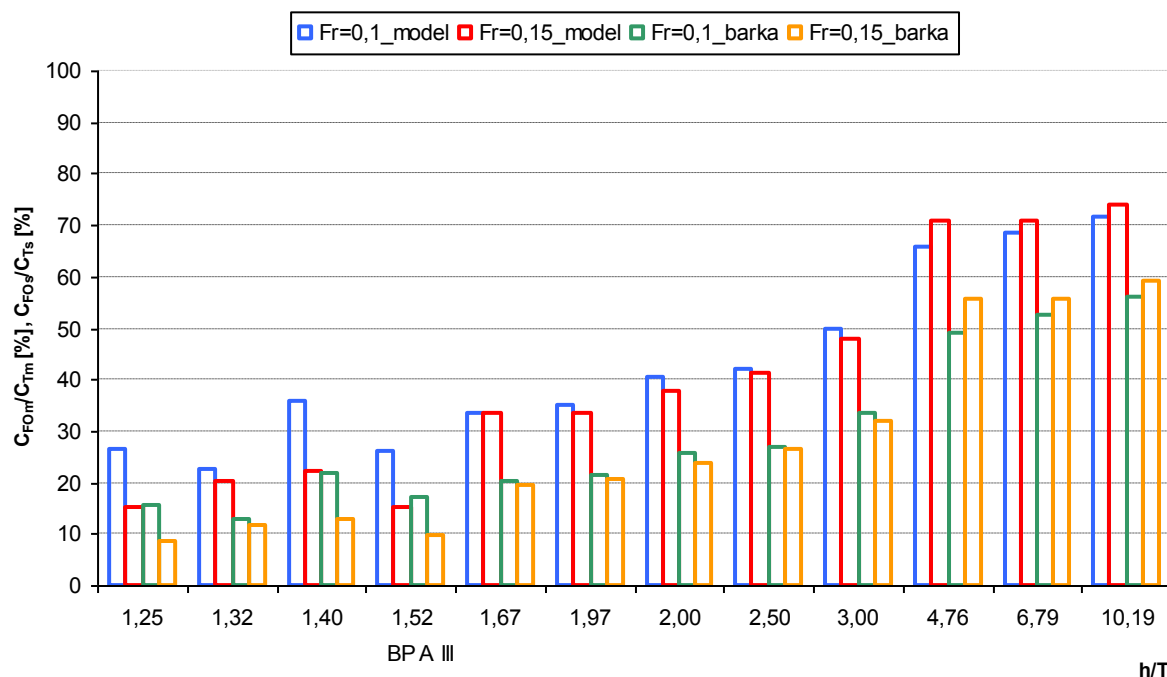
Rys. 4.10. Udział oporu lepkości w oporze całkowitym w zależności od długości zestawu – BP i P+BP

4.6. Udział oporu lepkości w zależności od kształtu

Na rysunku 4.11 zestawiono wyniki dla barek motorowych typu OBM i BM-500. Uwidacznia się tu wpływ kształtu barki na udział oporu lepkiego. Obie barki miały podobną długość, lecz ich kształty różniły się zasadniczo. OBM posiada liczne linie załamania, kształt BM-500 jest opływowy. Wpływ kształtu widoczny jest najlepiej dla $h/T=1,56$. Obie barki miały jednakowe zanurzenie T oraz tę samą głębokość drogi wodnej h . Widać tu różnicę w udziale oporu tarcia lepkiego, dochodzącą do 10%. Dla BM 500 udział oporu tarcia lepkiego dla $h/T=5$ jest bardzo duży, co spowodowało małe ($T=0,5m$) zanurzenie barki.



Rys. 4.11. Udział oporu lepkości w oporze całkowitym w zależności od kształtu barki – BM – OBM i BM 500



Rys. 4.12. Udział oporu lepkości w oporze całkowitym w zależności od kształtu – BP – Europa i AIII

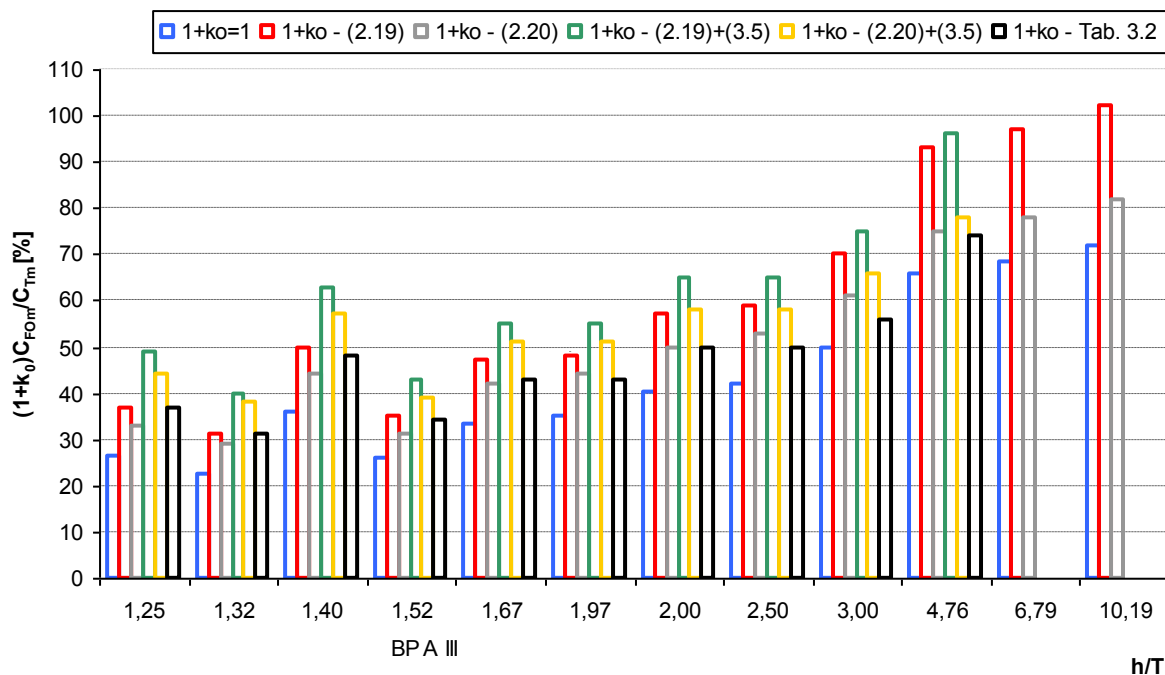
Dla wody nieograniczonej w przypadku OBM i BM 500 dla $T=1,6$ m (rys 4.11) udział oporu lepkości jest większy dla OBM. Porównując OBM dla $T=1,6$ m i $T=2,36$ m (rys 4.11) przy mniejszym zanurzeniu udział oporu lepkości jest większy. Na rysunku 4.12 przedstawiono wyniki dla barki pchanej Europa oraz dla $h/T=1,52$ wyniki dla barki pchanej

AIII. Zmiana samego kształtu powoduje zmianę udziału współczynnika oporu lepkiego. Wykres (rys 4.12) pokazuje zmniejszenie udziału oporu lepkości ze wzrostem liczby Froude'a (podobnie jak na rys 4.7) dla $h/T < 3$. Dla $h/T > 3$ udział oporu tarcia lepkiego rośnie ze wzrostem liczby Froude'a. Jest to spowodowane takim zaprojektowaniem samego kształtu, że dla większych prędkości udział oporu resztowego rośnie wolniej niż w przypadku innych kształtów.

4.7. Wpływ uwzględnienia współczynnika kształtu na udział oporu lepkości w oporze całkowitym

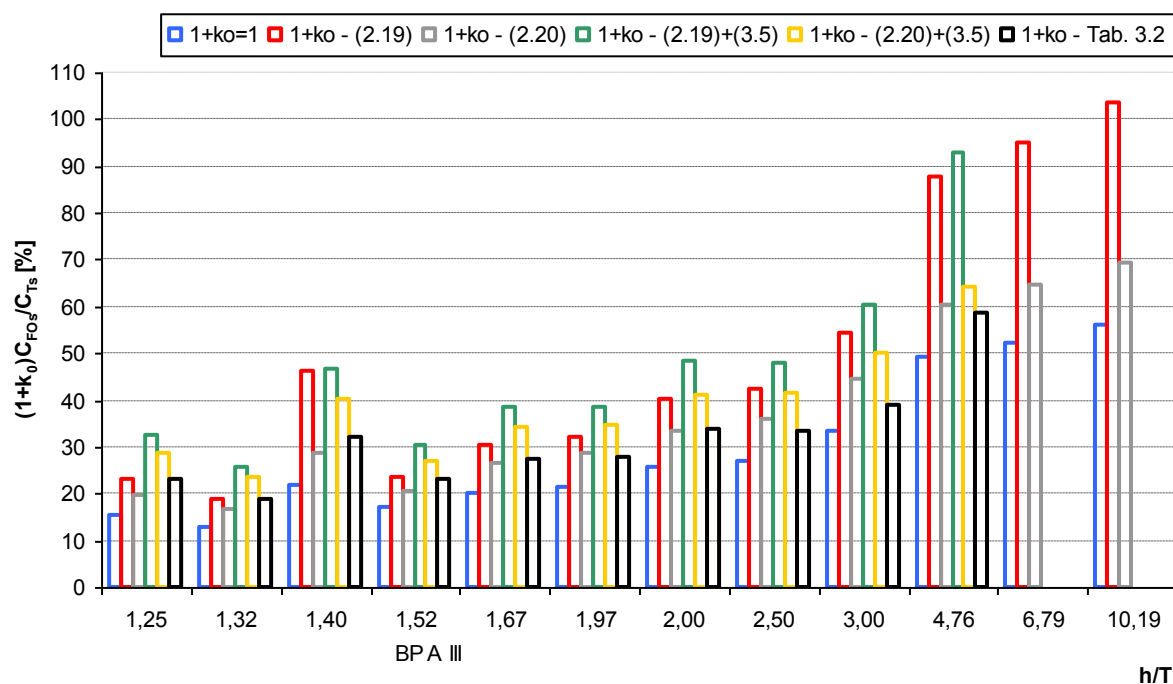
Analizy wpływu współczynnika kształtu dokonano dla barki motorowej (OBM i BM 500), oraz zestawów pchanych (BP AIII i BP Europa). Współczynnik kształtu wyznaczano korzystając z zależności (2.19), (2.20), oraz (3.5)+(2.19), (3.5)+(2.20) i (tab. 3.2). Analiza dotyczyła dla dwóch liczb Froude'a, 0,1 i 0,15. Przedstawiono wykresy dla modelu, gdzie udział współczynnika oporu tarcia lepkiego liczono jako $(1+k_0) \cdot c_{fom}$ odniesione do oporu całkowitego modelu c_{TM} w procentach. Wyniki dla obiektu w rzeczywistości przedstawiono jako $(1+k_0) \cdot c_{fos}$ do współczynnika oporu całkowitego statku c_{TS} .

Uwzględniając współczynnik kształtu otrzymujemy różne udziały oporu lepkiego w oporze całkowitym dla tego samego h/T (rys. 4.13). Przedstawiono wyniki dla modelu BP Europa i BP AIII dla $Fr=0,1$. Dla $h/T=10,19$ przy współczynniku kształtu liczonym wg (2.19) i (2.19)+(3.5) udział oporu lepkości wynosi ponad 100%, jest to wynik błędny bowiem opór resztowy wg tej analizy ma wartość ujemną.

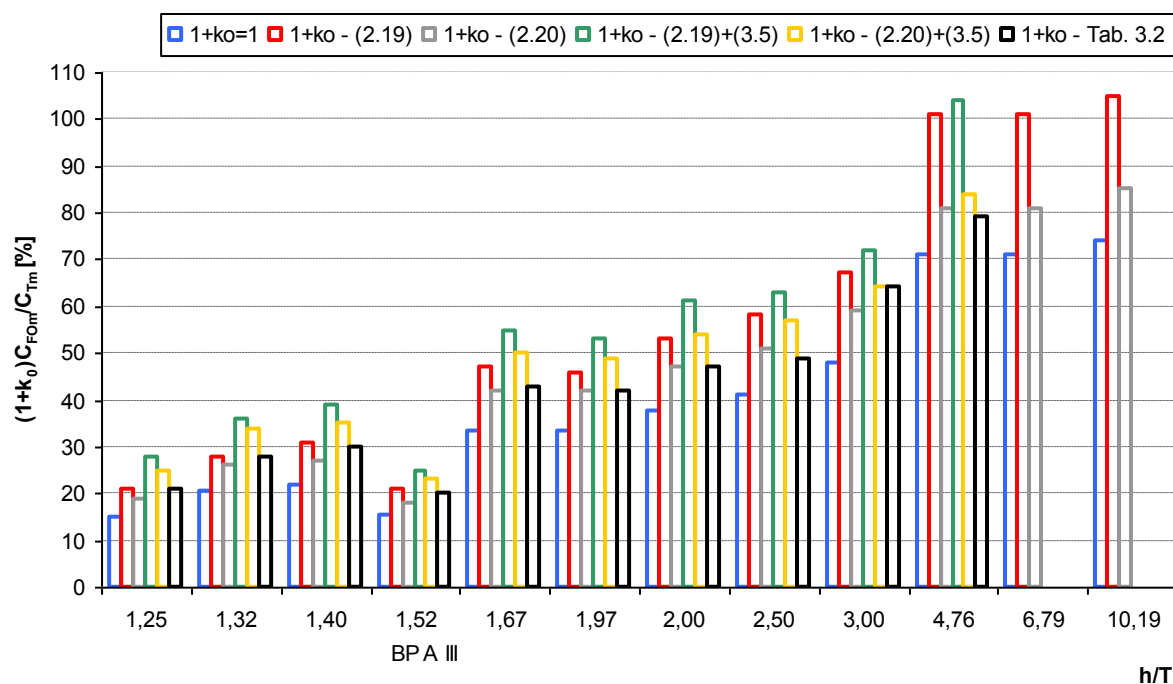


Rys. 4.13. Udział oporu lepkości w oporze całkowitym – $Fr=0,1$ – model, z uwzględnieniem współczynnika kształtu – BP Europa

Analiza wyników dla obiektu rzeczywistego (rys. 4.14) daje mniejszy udział oporu tarcia lepkiego niż w przypadku modelu (zgodnie z rys. 4.8). Dla $h/T=10,19$ udział oporu przekracza wartość 100% dla współczynnika kształtu wg (2.19).

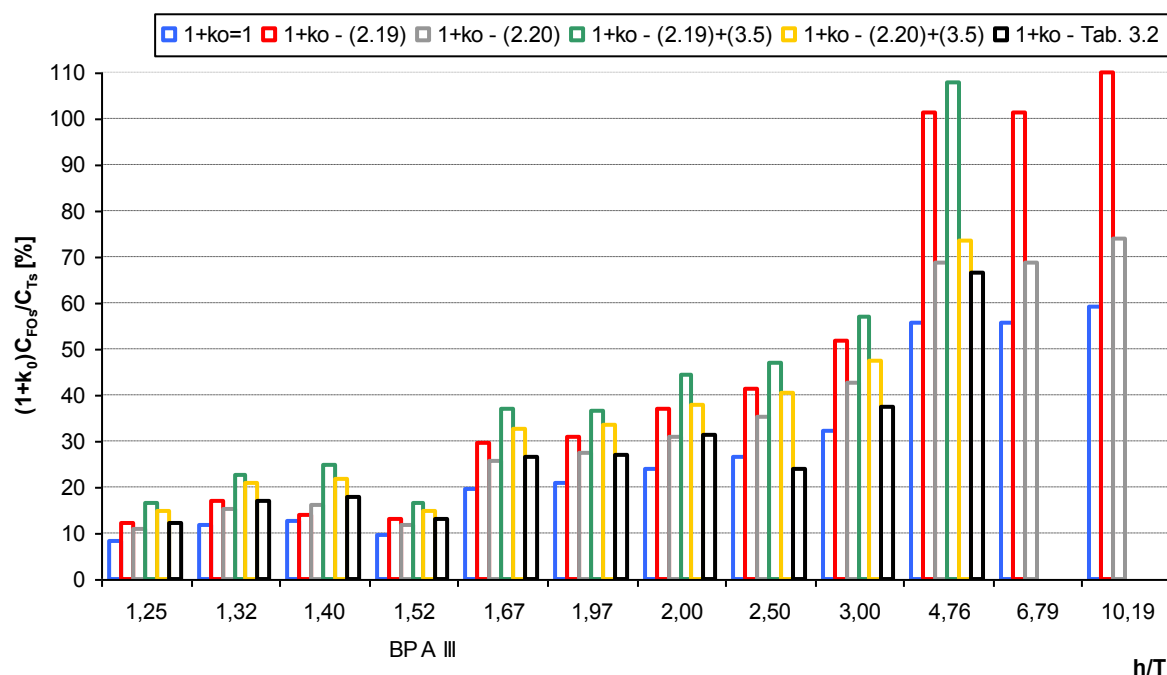


Rys. 4.14. Udział oporu lepkości w oporze całkowitym – Fr=0,1 – statek, z uwzględnieniem współczynnika kształtu – BP Europa

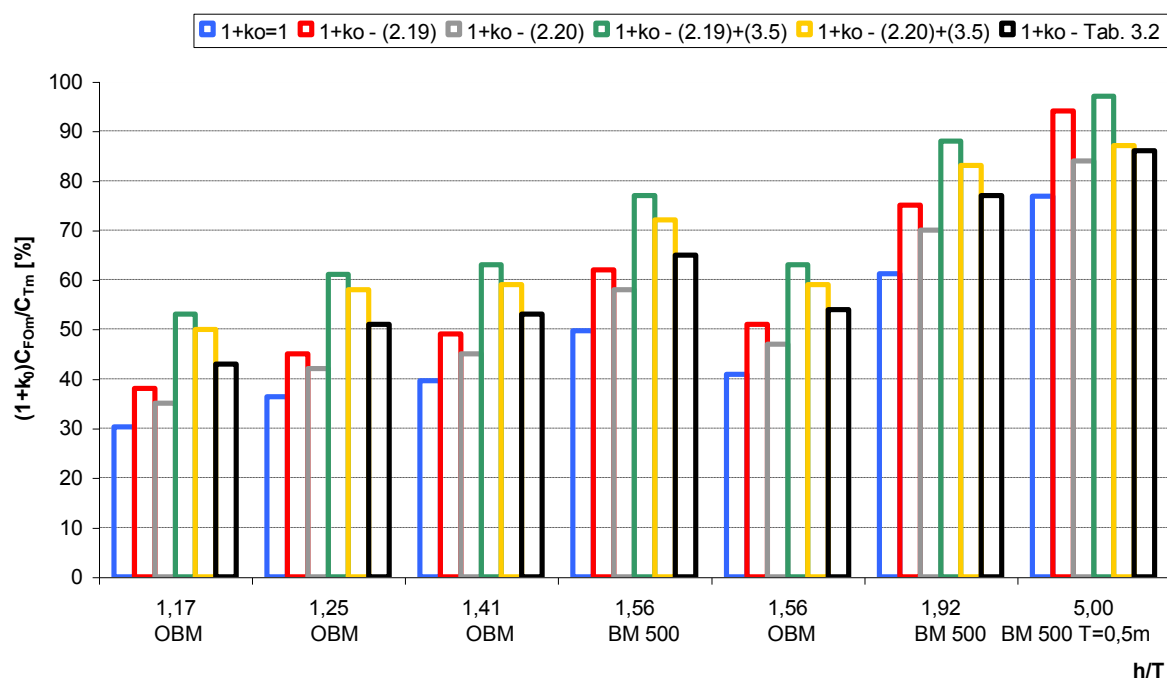


Rys. 4.15. Udział oporu lepkości w oporze całkowitym – Fr=0,15 – model, z uwzględnieniem współczynnika kształtu – BP Europa

Podobnie dla statku dla Fr = 0,15 (rys. 4.16) udział oporu lepkiego jak dla modelu przekracza wartość 100% dla tych samych h/T dla współczynników kształtu wg (2.19) i (2.19)+(3.5).



Rys. 4.16. Udział oporu lepkości w oporze całkowitym – Fr=0,15 – statek, z uwzględnieniem współczynnika kształtu – BP Europa



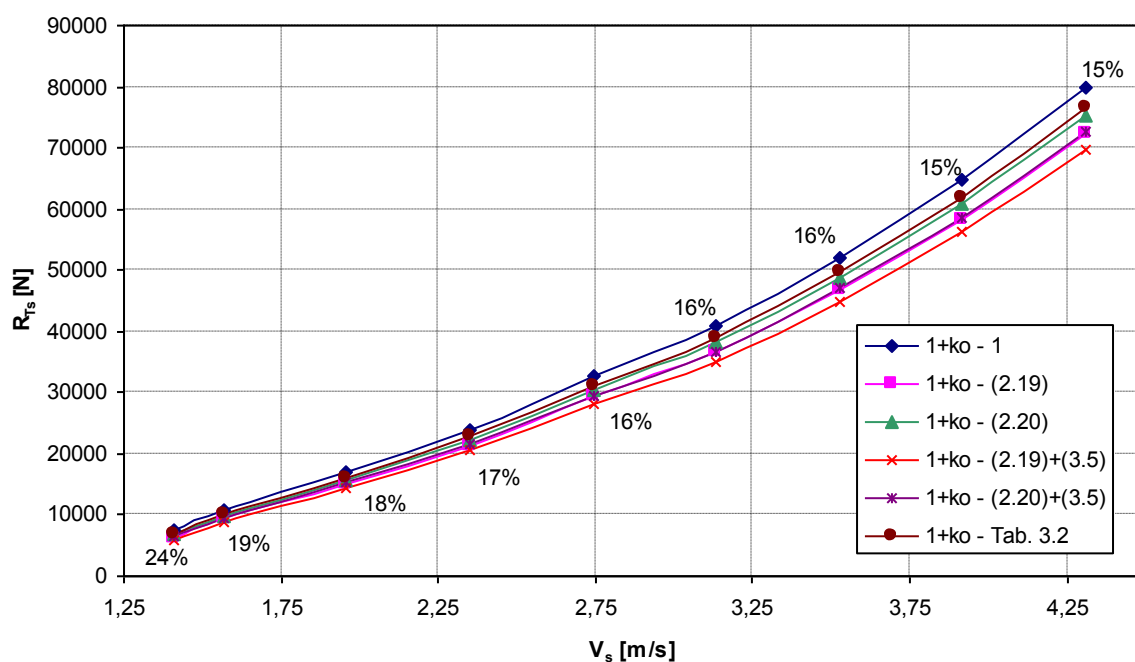
Rys. 4.17. Udział oporu lepkości w oporze całkowitym – Fr=0,1 – model, z uwzględnieniem współczynnika kształtu – OBM i BM 500

Na rysunku 4.17 przedstawiono podobną analizę dla barek motorowych BM 500 i OBM. Stosując współczynnik kształtu, jak poprzednio uzyskujemy większy udział oporu

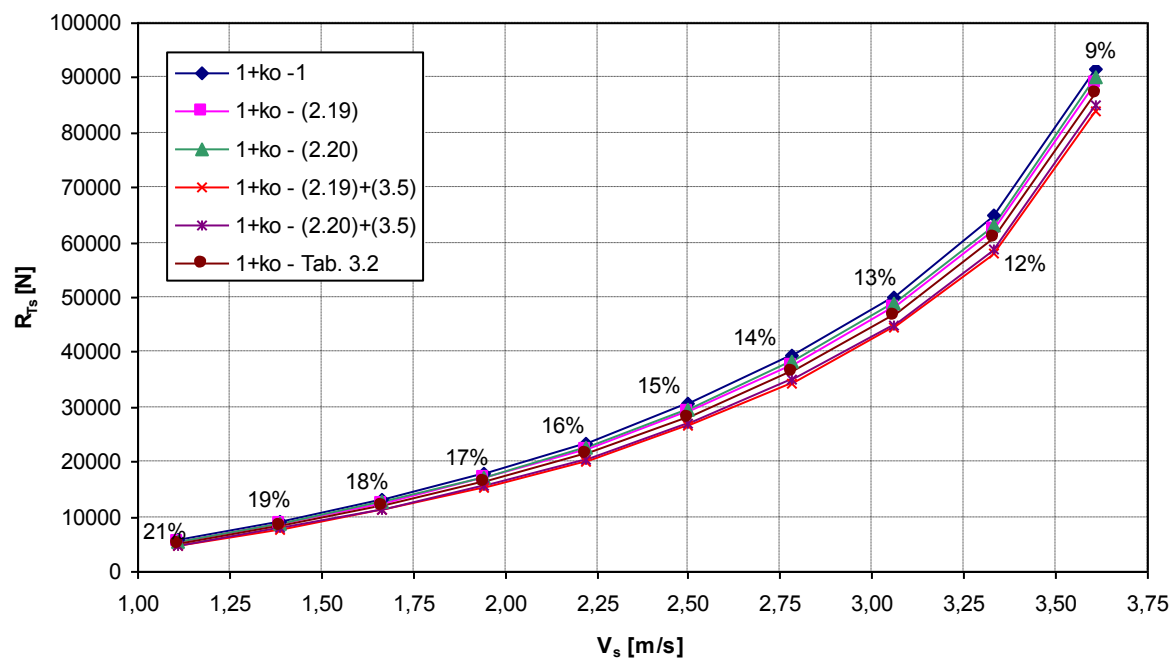
lepszego w oporze całkowitym w porównaniu z klasyczną metodą Froude'a. Dla $h/T=5$ (BM 500 dla $T=0,5m$) udział oporu wynosi 95% dla współczynnika kształtu wg $(2.19)+(3.5)$.

4.8. Zastosowanie współczynników kształtu do przeliczenia oporu modelu na obiekt rzeczywisty

Na rysunkach 4.18 i 4.19 przedstawiono krzywe prognozy oporowej wg stosowanych współczynników kształtu. Zastosowanie w prognozie oporowej metodą Froude'a różnych współczynników kształtu powoduje powstawanie różnic między poszczególnymi krzywymi oporu. Nie możemy określić, które są poprawne. Należałoby wykonać badania na obiekcie w skali 1:1 i dopiero tak uzyskaną siłę porównać z wyznaczonymi w metodzie Froude'a. Różnice między krzywymi (rys. 4.18) wynoszą od 15% dla maksymalnej prędkości do 24% dla najmniejszej prędkości pływania, (rys. 4.19) dla maksymalnej prędkości jest to 9%, dla prędkości najmniejszej 21%. Różnice są bardzo duże. Siła oporu jest wielkością wstępną do dalszego projektowania napędu statku, dlatego ważne by była ona wyznaczona z jak największą dokładnością.



Rys. 4.18. Prognoza oporowa BP Europa $T=3,0m$ i $h=7,5m$ z uwzględnieniem różnych zależności na wyznaczanie współczynnika kształtu



Rys. 4.19. Prognoza oporowa OBM $T=2,36\text{m}$ i $h=2,75\text{m}$ z uwzględnieniem różnych zależności na wyznaczenie współczynnika kształtu

Cel i teza pracy

Opór okrętu dzielimy na: opór lepkości, opór falowy i opór lepkości ciśnienia (rozdz. 1). Do przeliczania oporu ze skali modelu na obiekt rzeczywisty stosuje się metodę Froude'a. (rozdz. 2.). W metodzie tej do wyznaczania współczynnika tarcia lepkiego stosuje się głównie formułę ITTC57 (2.14), oraz współczynnik kształtu (2.19) i (2.20). Jest to standardowa procedura w przypadku statków morskich. Opływ kadłuba na wodzie płytkiej różni się od opływu na wodzie głębokiej (rozdz. 3.). Zmienia się tu układ falowy, dochodzi do osiadania kształtu, występuje prędkość wsteczna. W obecnie stosowanych metodach przeliczania oporu wykorzystuje się metodykę dla statków morskich. W proponowanych metodach dla wody płytkiej należy wykonywać dodatkowe pomiary – prędkości przepływu wstecznego (3.3), osiadania (3.6). Współczynnik kształtu (tab. 3.2) zależy jedynie od h/T i jest jednakowy dla wszystkich kształtów. 23. konferencja ITTC zaproponowała współczynnik kształtu zgodnie z (3.5), który jest dodatkiem ze względu na h/T do współczynników kształtu dla statków morskich (2.29) i (2.20). Udział samego oporu lepkości waha się z granicach 10% – 80% (rys. 4.6 – rys. 4.12) i zależy od wielu czynników takich jak: liczba Froude'a, głębokość drogi wodnej, zanurzenie, skala, kształt (sposób łączenia zestawów, sam kształt zestawu). Zastosowanie współczynnika kształtu zwiększa ten udział (rys. 4.13 – rys. 4.17), lecz może też prowadzić do powstawania błędów podczas przeliczania, gdyż udział oporu lepkości przekracza wartość 100% w oporze całkowitym wg zależności (2.20) i (2.20)+(3.5). Błąd podczas stosowania różnych współczynników przy przeliczaniu oporu z modelu na obiekt rzeczywisty pokazano na (rys. 4.18 i 4.19), z których wynika że może dochodzić do 24% dla małych prędkości pływania. Wynika stąd, że nie istnieją metody wiarygodne do prognozowania oporu na wodzie płytkiej. Stosowanie metod dla statków morskich powoduje błędy trudne do oszacowania.

T e z a

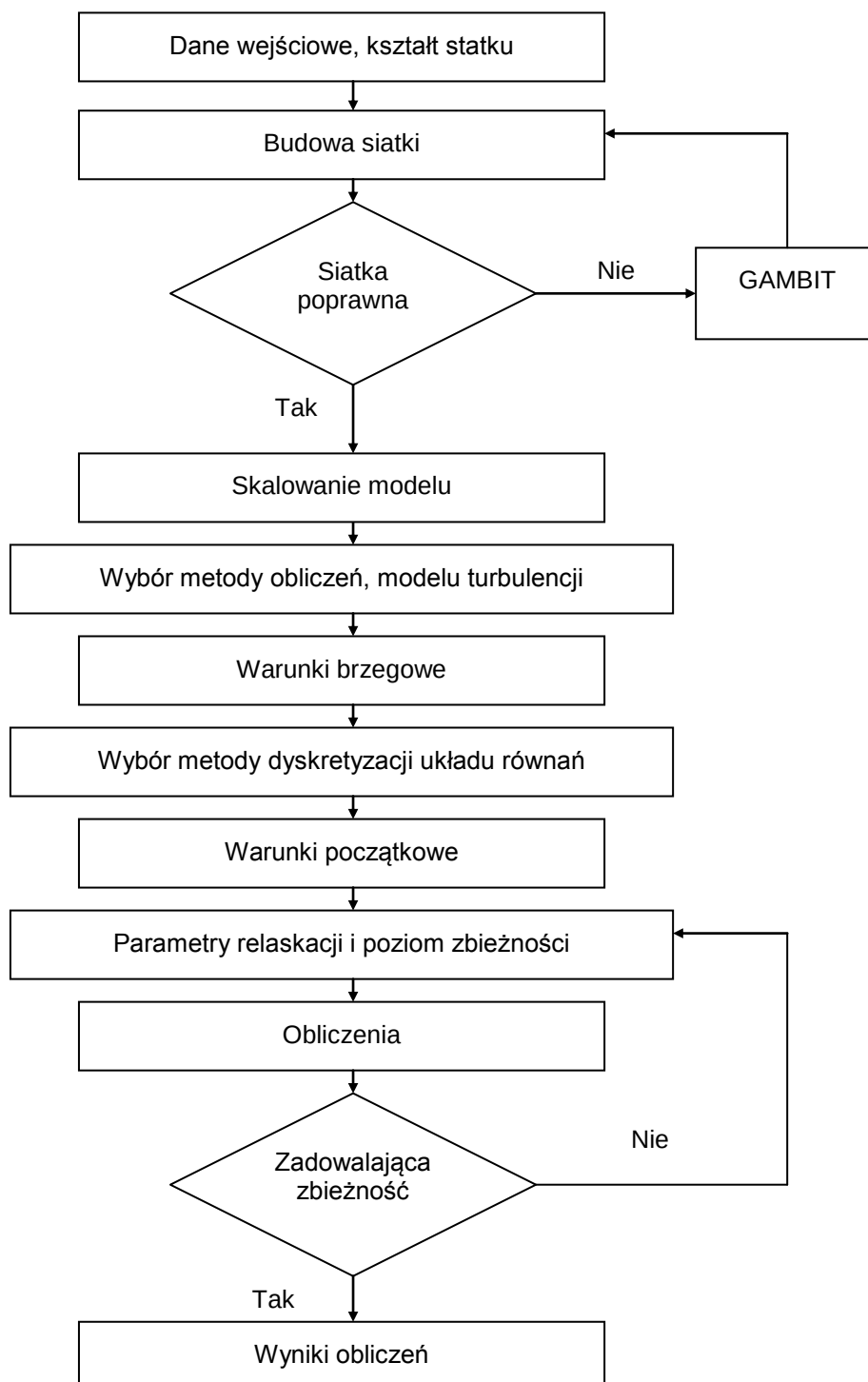
W oparciu o wyniki badań modelowych, dla wody płytkiej należy stosować inne zasady prognozowania oporu całkowitego statku, niż dla wody głębokiej.

C e l

Określenie nowej metody prognozy oporu całkowitego statku śródlądowego na wodzie płytkiej, bazującej na współczynniku tarcia lepkiego uwzględniającego jego kształt.

5. Zastosowanie systemu FLUENT do obliczeń oporu

Przebieg obliczeń w systemie FLUENT przedstawiono na rys. 5.1.



Rys. 5.1. Schemat blokowy przebiegu obliczeń w systemie FLUENT

5.1. Dane wejściowe, kształt statku

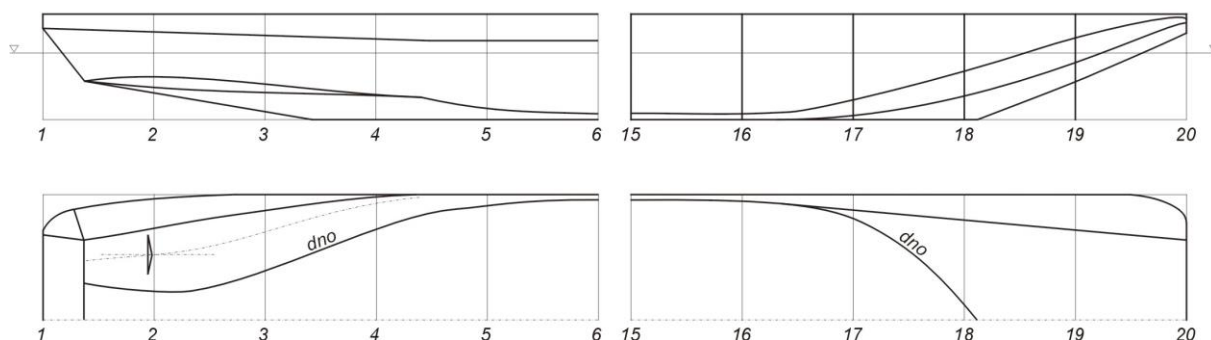
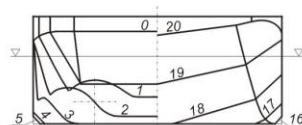
Numeryczny kształt 3D przygotowuje się na podstawie liniorysu rys. 5.2.

BM Duisburg

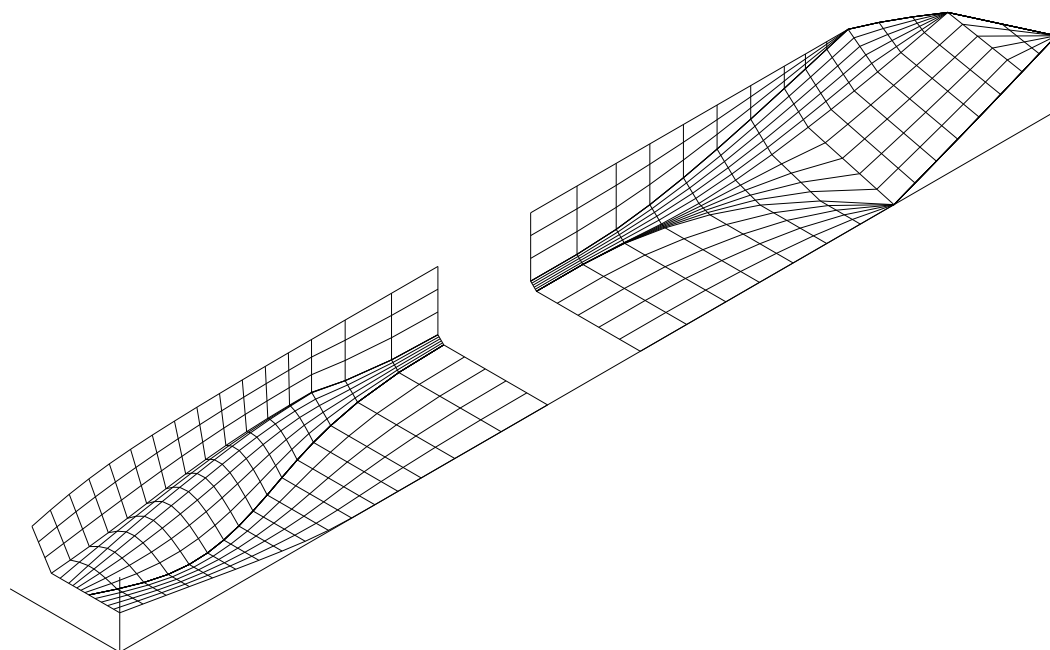
$L = 85\text{ m}$

$B = 9,46\text{ m}$

$T = 2,5\text{ m}$



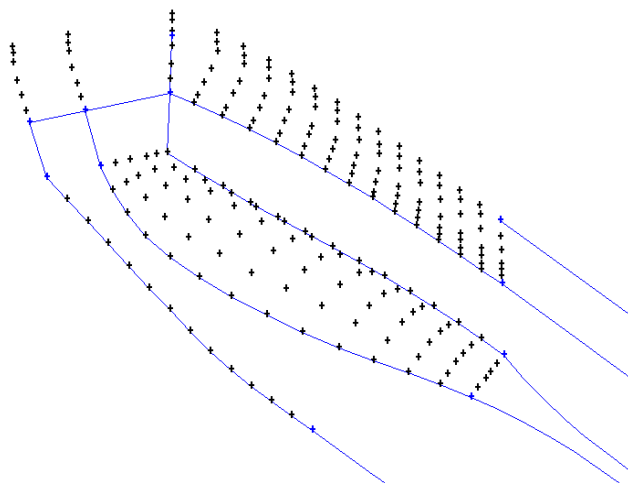
Rys. 5.2. Liniorys BM Duisburg [52]



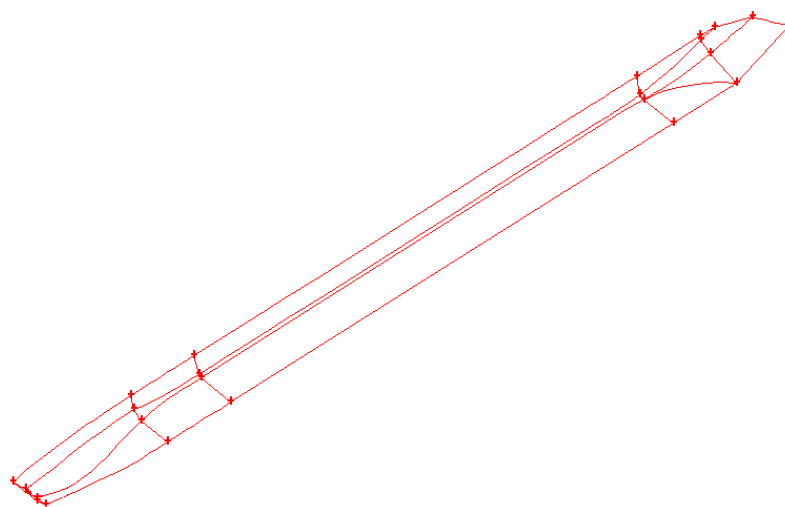
Rys. 5.3. Kształt BM Duisburg – program SIATKA

Wykorzystuje się tu program SIATKA [44] (rys. 5.3). Pokazany kształt składa się z linii wzdłużnych i wręgowych. Dla prostoliniowego ruchu barki buduje się kształt do płaszczyzny symetrii. Program SIATKA opracowano dla potrzeb systemu HPSDK [43], zatem aby założyć na tak przygotowanym kształcie objętości pod siatkę w programie GAMBIT należy ten kształt zmodyfikować. Kształt z programu SIATKA jest zmieniany w programie AUTOCAD, gdzie usuwa się zbędne linie, a linie istniejące odpowiednio dzieli, zaś na

niektórych zakłada się dodatkowe punkty. Zabiegi te mają na celu przygotowanie linii i punktów pod powierzchnie i objętości które zakładane w programie GAMBIT (rys. 5.4). Stosowanie dodatkowo punktów oprócz linii ma na celu dokładne oddanie kształtu. Zabiegi te są zazwyczaj konieczne w odniesieniu do części rufowej ze względu na powszechne stosowane tunele śrubowe.



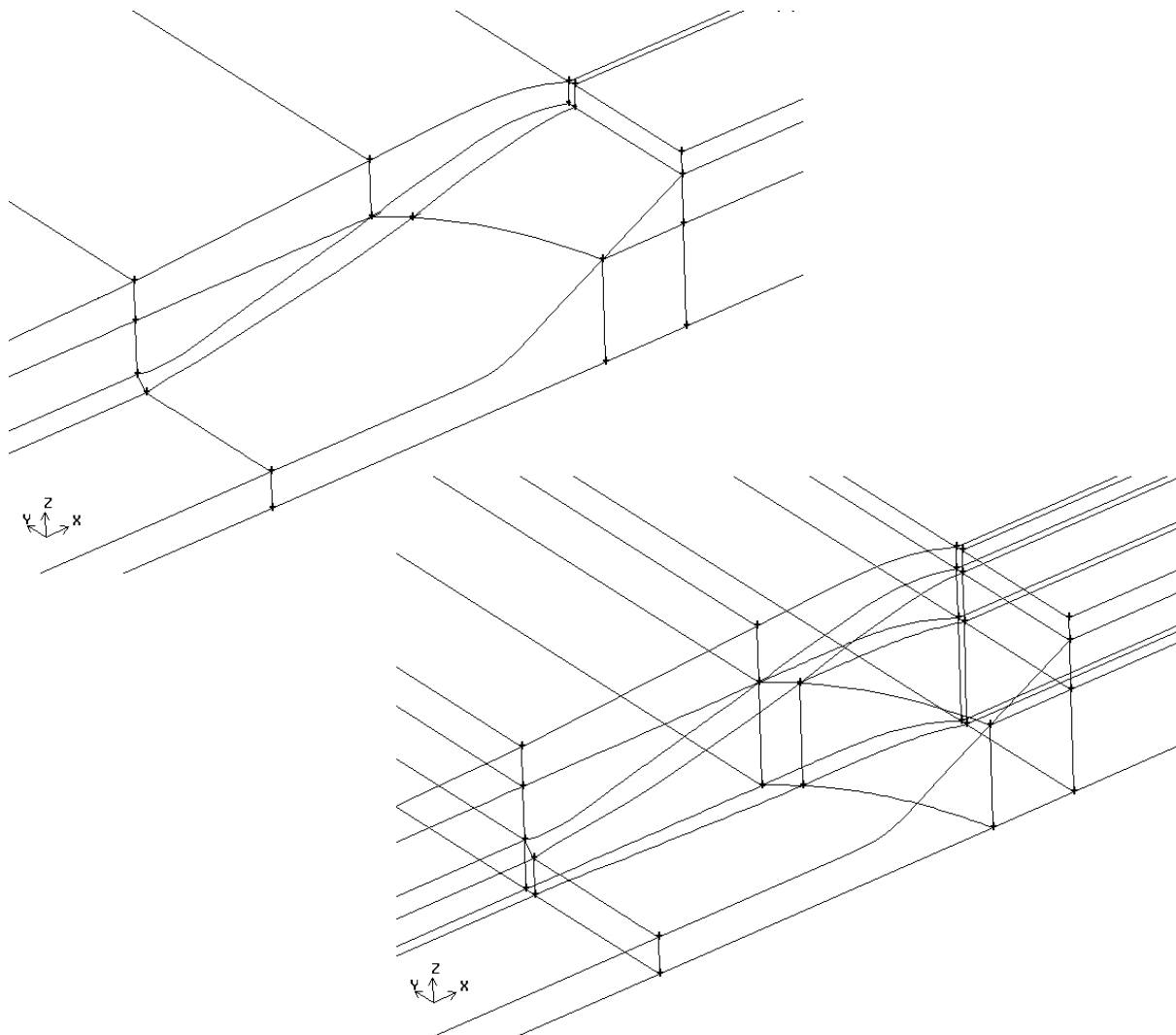
Rys. 5.4. Punkty i linie na których rozpinano powierzchnie - BM Duisburg, część rufowa



Rys. 5.5. Powierzchnie BM Duisburg przygotowane w programie GAMBIT

Z programu AUTOCAD kształt jest eksportowany w formie *igs* do programu GAMBIT. Na tak przygotowanych liniach i punktach zakłada się powierzchnie (rys. 5.5), które mają cztery krawędzie. Następnie buduje się dziedzinę obliczeniową. W przypadku opływu na ograniczonej drodze wodnej, dziedzina ma kształt prostopadłościanu. Szerokość i długość dziedziny musi być tak przyjęta aby można było założyć warunki niezakłóconego przepływu, tzn. wyeliminowanie wpływu ścian zewnętrznych na kształt opływu. Wysokość dziedziny jest równa sumie głębokości drogi wodnej i części nawodnej kadłuba, a cała dziedzina

obliczeniowa jest dzielona na prostopadłościany (rys. 5.6). Kształt i ich rozmieszczenie nie jest dowolny. Kształt jest tak przyjęty by można było założyć siatkę numeryczną regularną, bazującą na elementach typu hexa. W wyjątkowych przypadkach, np. w rejonie dziobu barki zakłada się objętości pięciościenne (rys. 5.6). Podczas tworzenia objętości korzysta się głównie z opcji rzutowania i wyciągania linii i płaszczyzn, wykorzystując wcześniej przygotowane powierzchnie modelujące kształt.



Rys. 5.6. Objętości pod siatkę numeryczną z uwzględnieniem powierzchni swobodnej dla OBM, przedstawiono konstrukcyjną linię wody

Należy unikać linii i powierzchni podwójnych. Pozostawienie ich w tym samym miejscu przy założeniu siatki spowoduje, brak połączenia w węzłach, bowiem wykonuje się obliczenia z uwzględnieniem powierzchni swobodnej i bez jej uwzględniania, zakładane objętości uwzględnią konstrukcyjną linię wody.

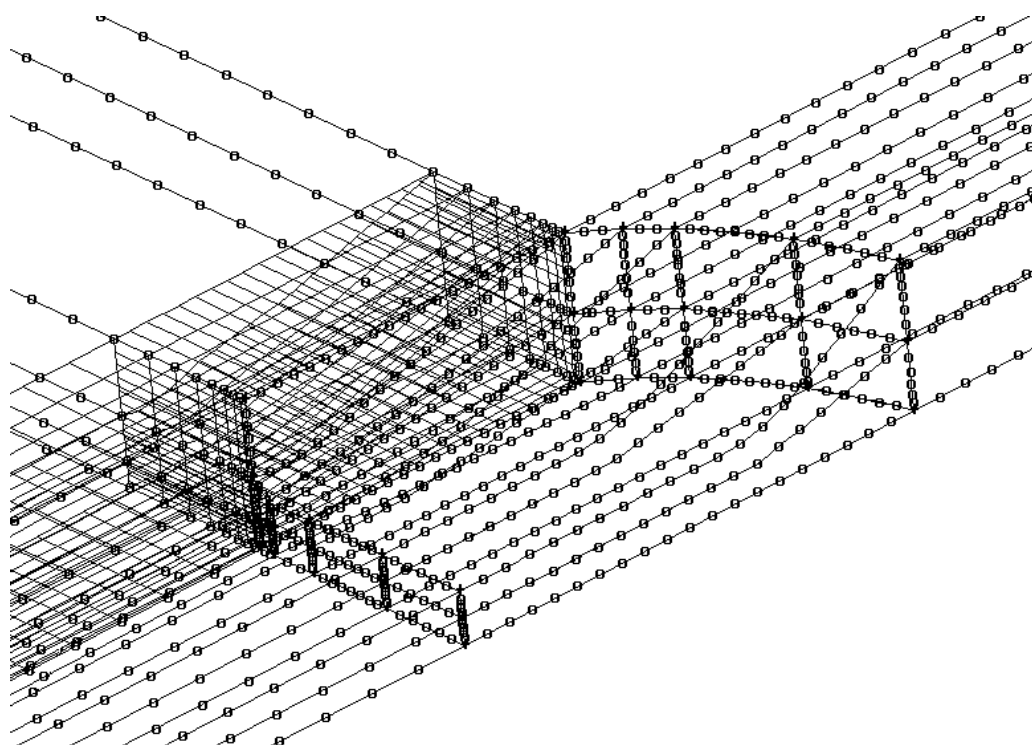
5.2. Budowa siatki obliczeniowej

Podstawą siatki regularnej są elementy typu hexa. Stosowanie tych elementów jest bardziej pracochłonne niż elementów typu tetra, jest to jednak korzystne ze względu na:

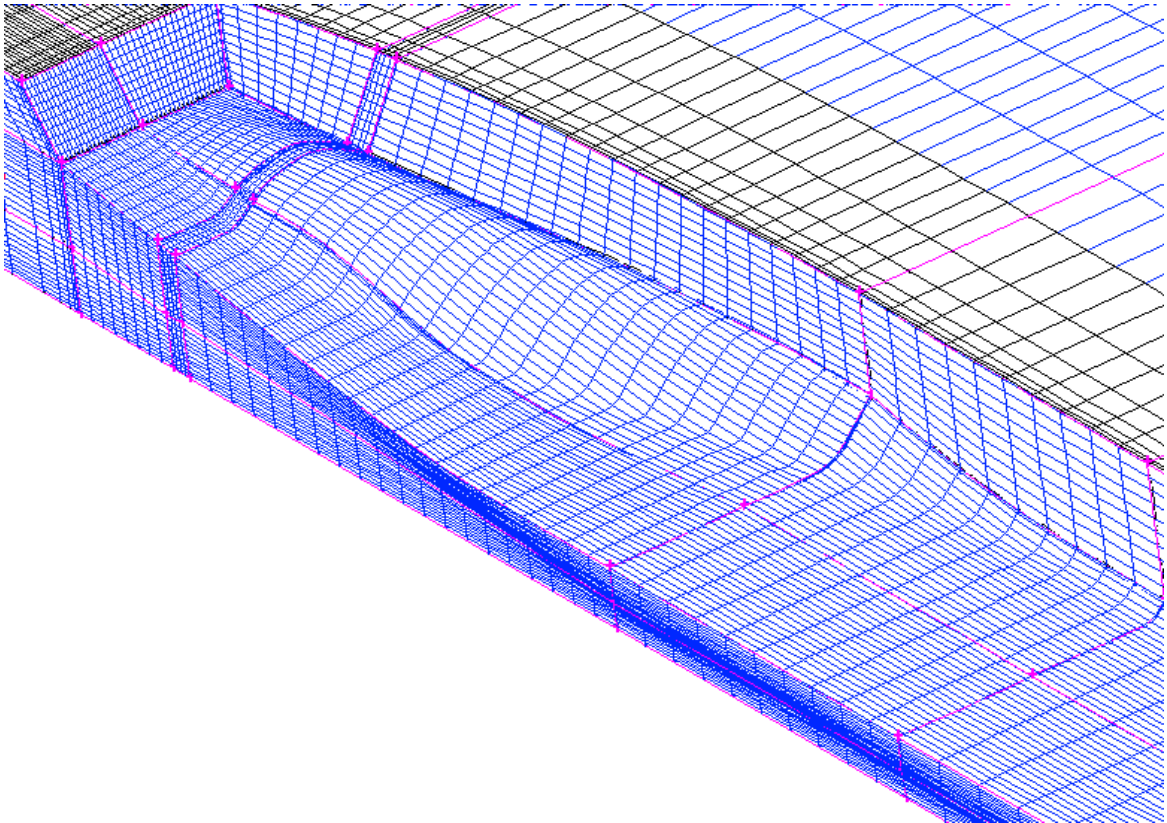
- regularność siatki,
- mniejszą liczbę elementów hexa niż tetra w tej samej objętości (zakładając tą samą długość boku),
- łatwiejsze modelowanie warstwy przyściennej,
- kontrolę nad liczbą, rozmieszczeniem i zagęszczeniem elementów.

Występują jednak istotne trudności:

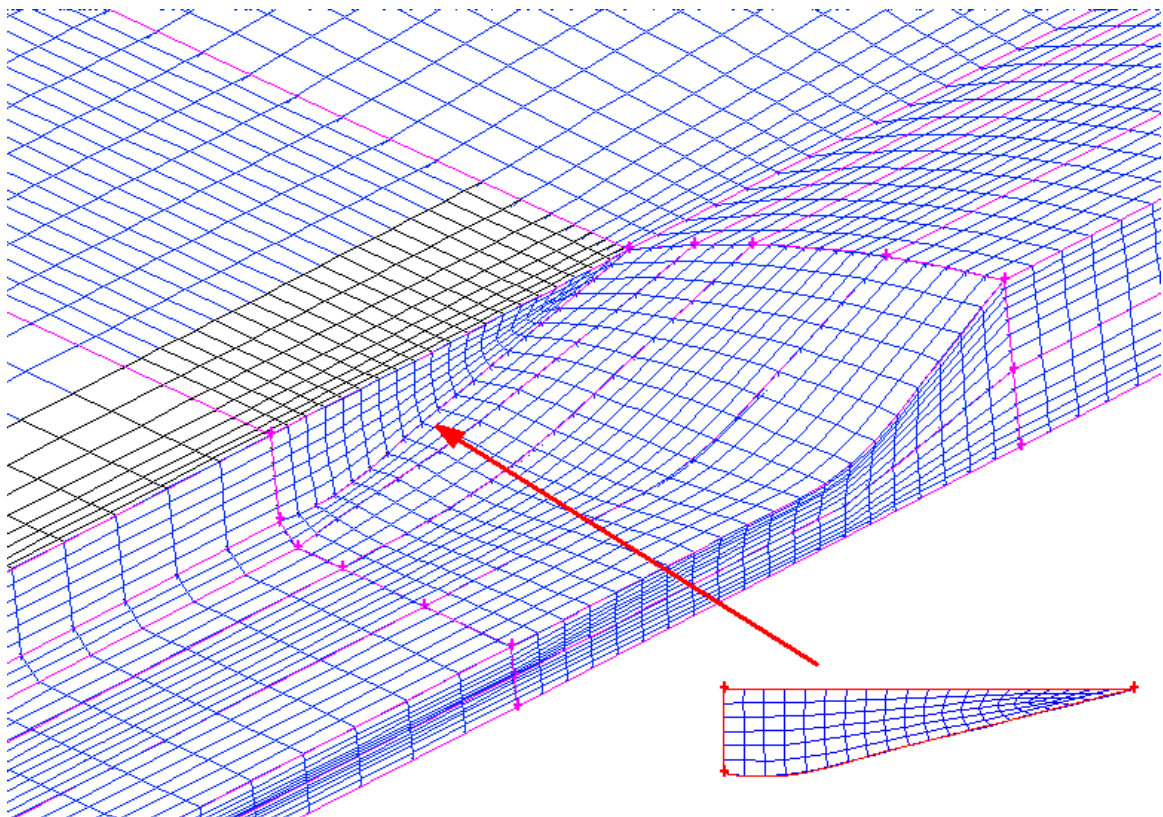
- podobszary muszą być w kształcie sześcianu (dla siatki regularnej) ewentualnie figury pięciociennej,
- liczba węzłów na przeciwległych powierzchniach musi być jednakowa,
- nie można założyć siatki regularnej automatycznie na całej dziedzinie obliczeniowej, co jest możliwe w przypadku siatki na elementach tetra.



Rys. 5.7. Rozmieszczenie węzłów w części dziobowej OBM

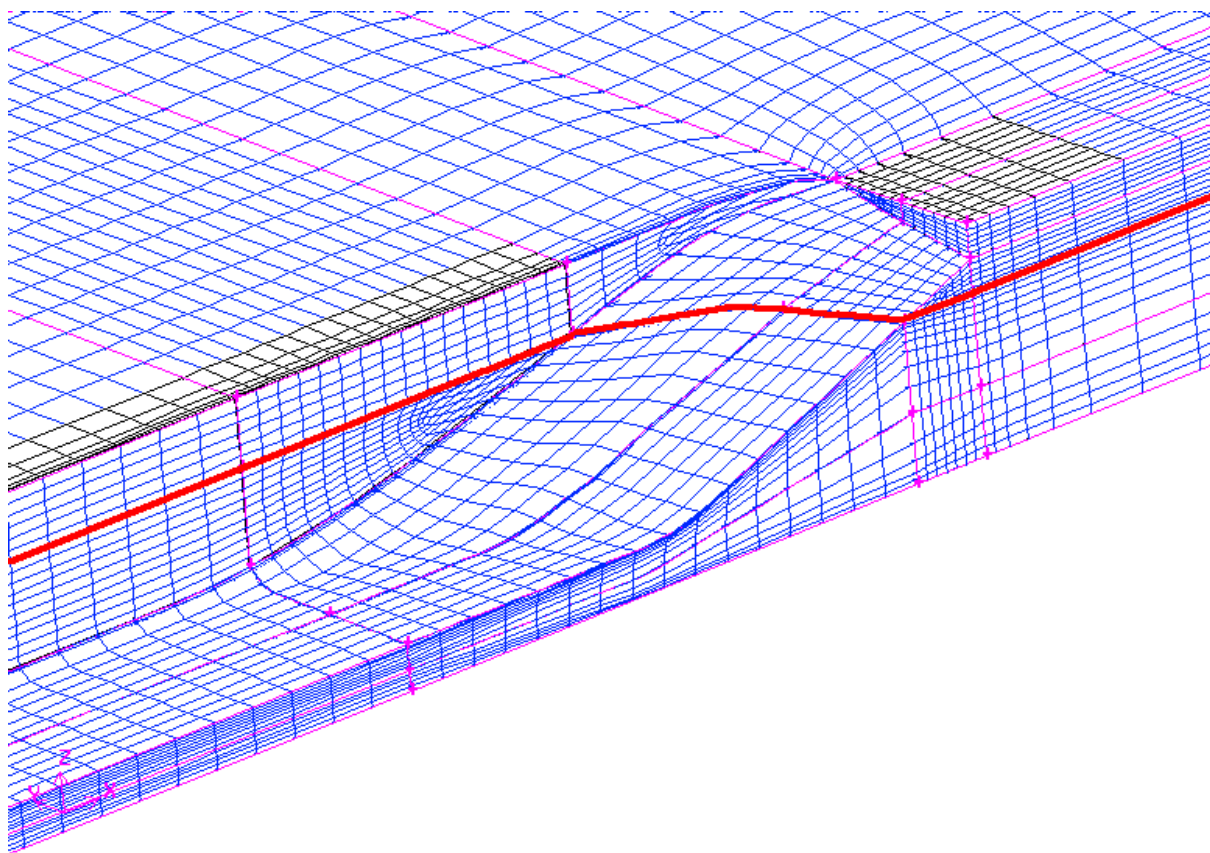


Rys. 5.8. Siatka w części rufowej BM Duisburg



Rys. 5.9. Siatka hexa na powierzchniach trójkątnych w części dziobowej OBM

Podczas zakładania siatki, pierwszym etapem jest odpowiednie założenie węzłów na krawędziach poszczególnych objętości. Sposób ten pozwala na zagęszczenie siatki w kierunku kształtu i dna (rys. 5.7) ze względu na parametr y^+ (2.36). Po takim przygotowaniu zakłada się siatkę przestrzenną w całej domenie obliczeniowej. Zakładanie siatki na objętościach sześciennych nie stwarza problemów (rys. 5.8). Pewien problem z jakością siatki ma miejsce w przypadku objętości pięciościennych (rys. 5.9) i (rys. 5.10) część rufowa BM Duisburg. Siatki na rysunkach 5.8 i 5.9 przygotowane są do obliczeń przepływu bez uwzględniania powierzchni swobodnej. Jak już wspomniano objętości, a co za tym idzie siatka, przygotowywano z konstrukcyjną linią wody (rys. 5.10).



Rys. 5.10. Siatka BM Duisburg z konstrukcyjną linią wody

Konstrukcyjna linia wody obrazuje aktualne zanurzenie statku. Przygotowanie kształtu z linią wodną ma dwie podstawowe zalety:

- podstawowa płaszczyzna wody jest gładka, co znaczy że węzły siatki leżą bezpośrednio na niej,
- bardzo łatwo można przygotować dziedzinę obliczeniową dla przepływu bez uwzględniania powierzchni swobodnej (wystarczy wykasować objętości z siatką nad podstawową powierzchnią wody).

Umożliwia to obliczanie opływu kadłuba z uwzględnieniem powierzchni swobodnej i bez uwzględnienia na identycznej siatce, co przy porównywaniu wyników eliminuje błędy wynikające z konstrukcji siatki numerycznej. Siatka musi być przygotowana niezależnie dla każdego analizowanego zanurzenia statku, co jest wadą tego sposobu modelowania. Jeśli chodzi o zmianę głębokości drogi wodnej, należy tylko dodać kilka objętości w razie zwiększenia głębokości lub skrócić istniejące w przypadku zmniejszenia głębokości.

5.3. Poprawność siatki

Bardzo ważne po zbudowaniu siatki było sprawdzenie jej jakości, najpierw czy wszystkie węzły są ze sobą połączone. Ujawnia się to w miejscach, gdzie nakładają się na siebie dwie lub kilka krawędzi lub powierzchni. Następnie należy sprawdzić czy siatka nie ma zdeformowanych elementów. Do sprawdzenia służą narzędzia w programie generującym. Po wyeksportowaniu siatki obliczeniowej do systemu liczącego FLUENT ponownie sprawdza się siatkę. Okazuje się niekiedy, że siatka jest niepoprawna ma bowiem tzw. objętości ujemne. Po sprawdzeniu i ewentualnym poprawieniu błędów zakłada się warunki początkowe i brzegowe.

5.4. Skalowanie modelu

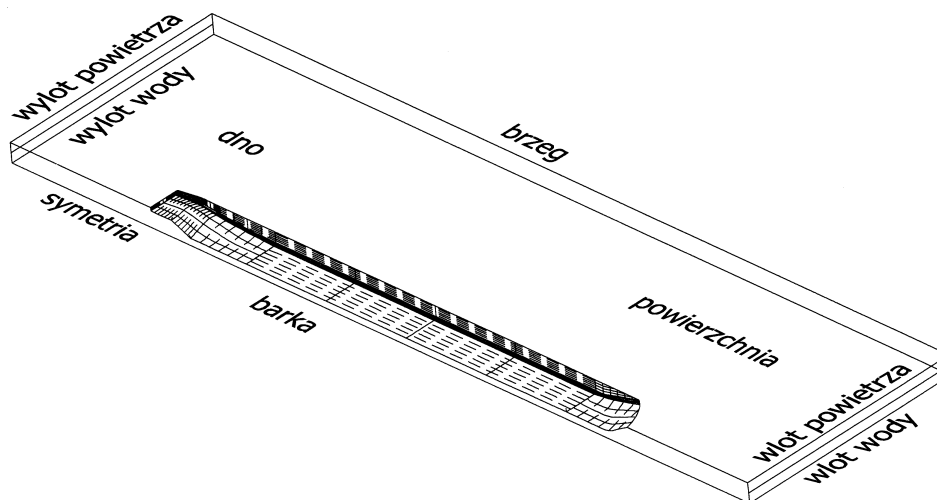
Wszystkie geometrie były budowane w skali 1:1, następnie zakładano siatki obliczeniowe. Grubość pierwszej warstwy elementów tak przygotowywano by po przeskalowaniu w programie FLUENT parametr y^+ był poprawny w obliczeniach opływu modelu.

5.5. Wybór metody obliczeń i modelu turbulencji

Do obliczeń stosowano model Segregated (rys. 2.12). Stosowanym modelem turbulencji był model RNG $k-\varepsilon$.

5.6. Warunki brzegowe

Płaszczyzny na których zakładano warunki brzegowe przedstawiono na rys. 5.11.



Rys. 5.11. Płaszczyzny dla warunków brzegowych

Zakładano następujące warunki brzegowe na płaszczyznach:

Wlot wody	– velocity inlet	– prędkość pływania
Wlot powietrza ¹	– pressure inlet	– ciśnienie atmosferyczne
Symetria ²	– symmetry	– warunek symetrii
Brzeg ²	– wall	– prędkość normalna zero styczna nieokreślona
Dno	– wall	– prędkość pływania (moving wall)
Kształt	– wall	– prędkość styczna i normalna równa zero
Wylot wody	– outflow	– wypływ niezakłócony
Wylot powietrza ¹	– pressure outlet	– ciśnienie atmosferyczne
Powierzchnia	– wall	– prędkość normalna zero styczna nieokreślona

¹ Warunki zakładane tylko w przypadku obliczeń opływu z powierzchnią swobodną,

² Warunki nie zakładane w przypadku przepływu 2D.

Obliczenia dla wszystkich przypadków, prowadzi się na modelu odwróconym, czyli kształt jest nieruchomy, natomiast porusza się basen. Na płaszczyźnie „wlot wody” zakłada się prędkość z jaką porusza się barka, przeciwnie do jej ruchu. Na płaszczyźnie „wylot wody” zakłada się warunek ustalonej prędkości. Należy tak przygotować dziedzinę, by warunek był możliwy do założenia, czyli za kształtem zostawić na tyle duży obszar, że prędkość się nie zmienia. Dno basenu modelowane jest ścianą poruszającą się z prędkością przeciwną do prędkości pływania. Na kształcie zakłada się warunek ściany, czyli prędkość styczna i normalna równa zero. Na brzegu i powierzchni ograniczającej dziedzinę obliczeniową

warunek ściany nielepkiej, czyli prędkość normalna równa zero, zaś prędkość styczna nieokreślona. W obliczeniach, z uwzględnieniem powierzchni swobodnej, na płaszczyźnie wlot i wylot powietrza zakłada się wartość ciśnienia atmosferycznego. Różnica ciśnień na wlocie i wylocie musi równać się zero. Przy zakładaniu warunków obliczeń ważne jest poprawne zdefiniowanie obszaru, w którym znajduje się woda i powietrze.

Ze względu na symetrię kształtu kadłubów statków, obliczenia wykonano dla połowy szerokości. Zmniejsza to liczbę elementów. W przypadku analizy ruchu statku z napływem skośnym (występuje kąt dryfu – wektor prędkości nie jest równoległy do płaszczyzny symetrii) należy modelować cały kształt kadłuba. Na tym etapie przyjmuje się parametry cieczy opływającej, czyli wody. Lepkość i gęstość przyjmuje się jak w badaniach modelowych danego kształtu.

5.7. Wybór metody dyskretyzacji układu równań

Wszystkie obliczenia prowadzono przy zastosowaniu dyskretyzacji drugiego stopnia.

5.8. Warunki początkowe

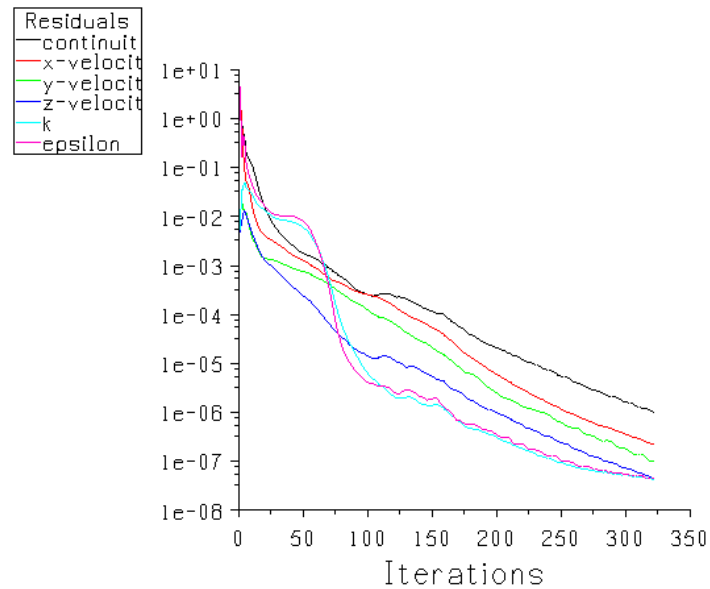
Jako warunki początkowe przyjmuje się warunki, które panują na wlocie.

5.9. Parametry relaksacji i poziom zbieżności

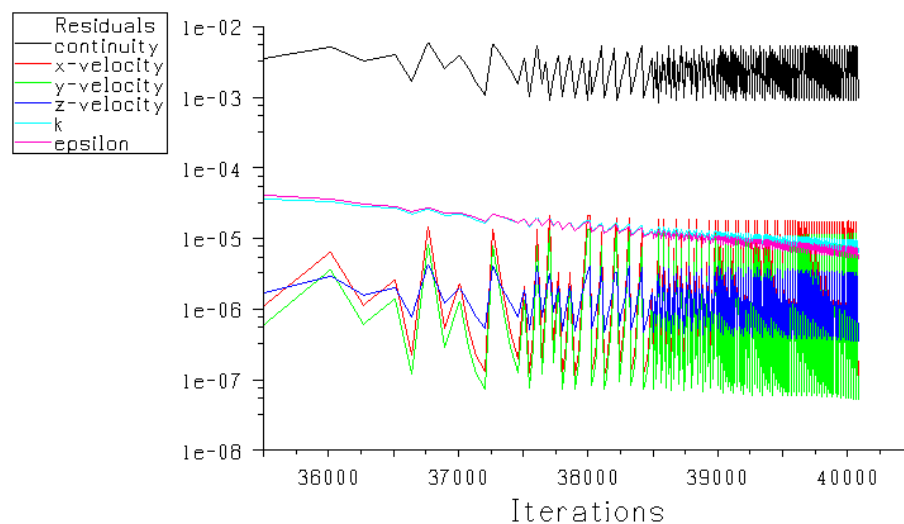
Poziom zbieżności ustawiany jest zazwyczaj dla wszystkich parametrów na poziomie 10^{-6} . Wyniki bez uwzględnienia powierzchni swobodnej zazwyczaj kończą się z taką dokładnością, w przypadku obliczeń z uwzględnieniem powierzchni swobodnej 10^{-3} . Zmniejszenie dokładności powoduje zmniejszenie czasu obliczeń. Parametry relaksacji przyjmuje się jak najwyższe. Nie zawsze udaje się przy nich uzyskać zbieżność. W takich przypadkach obniża się je aż do uzyskania zbieżności.

5.10. Obliczenia

Podczas obliczeń monitorowaniu podlega zbieżność wyników dotycząca ciągłości, składowych prędkości w kierunkach X, Y, i Z, energii kinetycznej turbulencji k i prędkości dyssypacji ε (rys. 5.12) i (rys. 5.13).



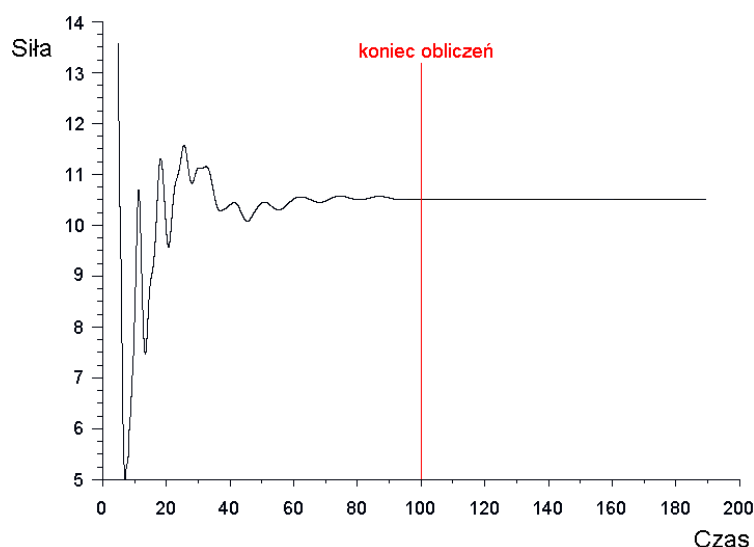
Rys. 5.12. Przykładowy wykres zbieżności wyników obliczeń kształtu B 170 bez uwzględnienia powierzchni swobodnej dla $h=2\text{m}$, $T=1,4\text{m}$, $V=0,445\text{m/s}$ i skali 1:14



Rys. 5.13. Przykładowy wykres zbieżności wyników obliczeń kształtu B 170 z uwzględnieniem powierzchni swobodnej dla $h=2\text{m}$, $T=1,4\text{m}$, $V=0,744\text{m/s}$ i skali 1:14

Obliczenia z uwzględnieniem powierzchni swobodnej wymagają obliczeń jak dla warunków przepływu niestacjonarnego. Krok czasowy, przy którym uzyskuje się zbieżność wynosi: $\Delta t = 0,002s - 0,01s$. Przy większych krokach czasowych pojawiają się trudności z uzyskaniem zbieżności obliczeń. Wartość kroku czasowego zależy od wielkości elementów siatki obliczeniowej.

Parametrem podlegającym sprawdzaniu jest wartość siły, ma to na celu sprawdzenie czy wyniki ustabilizowały się. Obliczenia przerywa się gdy wykres współczynnika siły jest ustalony (rys. 5.14). Stabilizacja zależy od kształtu i prędkości pływania.



Rys. 5.14. Przykładowy wykres wartości siły oporu dla Odrzańskiej Barki Motorowej dla $h=2,5m$, $T=1,6m$, $V=0,833m/s$ i stali 1:16

Do obliczeń wykorzystano komputery:

- dwuprocesorowy Pentium III 1GHz z 2GB pamięci RAM,
- dwuprocesorowy Pentium IV Xeon 2,4 GHz z 2 GB pamięci RAM.

Czas trwania obliczeń zależy od kształtu, prędkości pływania, rodzaju obliczeń. Dla przepływu stacjonarnego było to kilka minut – rzadka siatka 2D do kilku dni siatka – zagęszczona 3D. Obliczenia niestacjonarne trwają od kilku dni – OBM rzadka siatka do kilkunastu – siatka zagęszczona kształt B 170. Jest to czas pracy procesora, bez czasu przygotowania modelu i założenia warunków brzegowych. Czas obliczeń w przepływie stacjonarnym liczony jest do uzyskania zbieżności wyników (rys. 5.12), w przypadku obliczeń niestacjonarnych do ustalenia się siły oporu (rys. 5.14). Na rysunku widać, że obliczenia można przerwać po około 100 s, czyli biorąc pod uwagę krok czasowy $\Delta t = 0,01s$ po około 10000 kroków. Dla każdego kroku czasowego obliczenia prowadzi się do uzyskania zbieżności.

6. Wyniki obliczeń

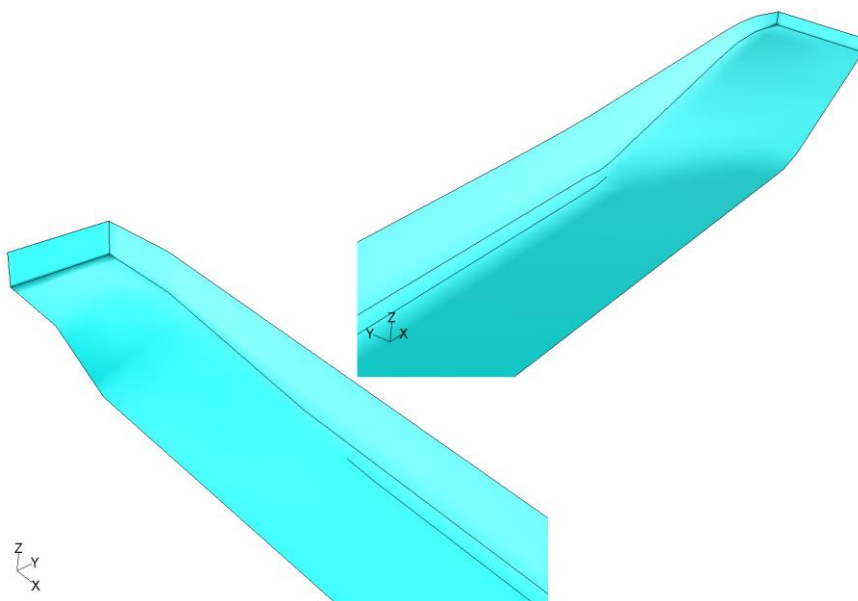
Przy zastosowaniu systemu FLUENT przeanalizowano opływ kilku kadłubów barek na ograniczonej drodze wodnej. Były to kształty:

- OBM,
- SFKO,
- Z1, Z2, Z3, Z4,
- B_170,
- BM Duisburg.

Główną wielkością weryfikowaną na podstawie badań doświadczalnych była siła oporu całkowitego modelu. Z obliczeń otrzymywano jej rozkład określający siłę styczną i normalną do powierzchni. Dodatkowo otrzymywano rozkład prędkości wokół kadłuba, rozkład ciśnień na kadłubie barki, rozkład ciśnień na dnie drogi wodnej, a w obliczeniach z uwzględnieniem powierzchni swobodnej dodatkowo kształt powierzchni swobodnej.

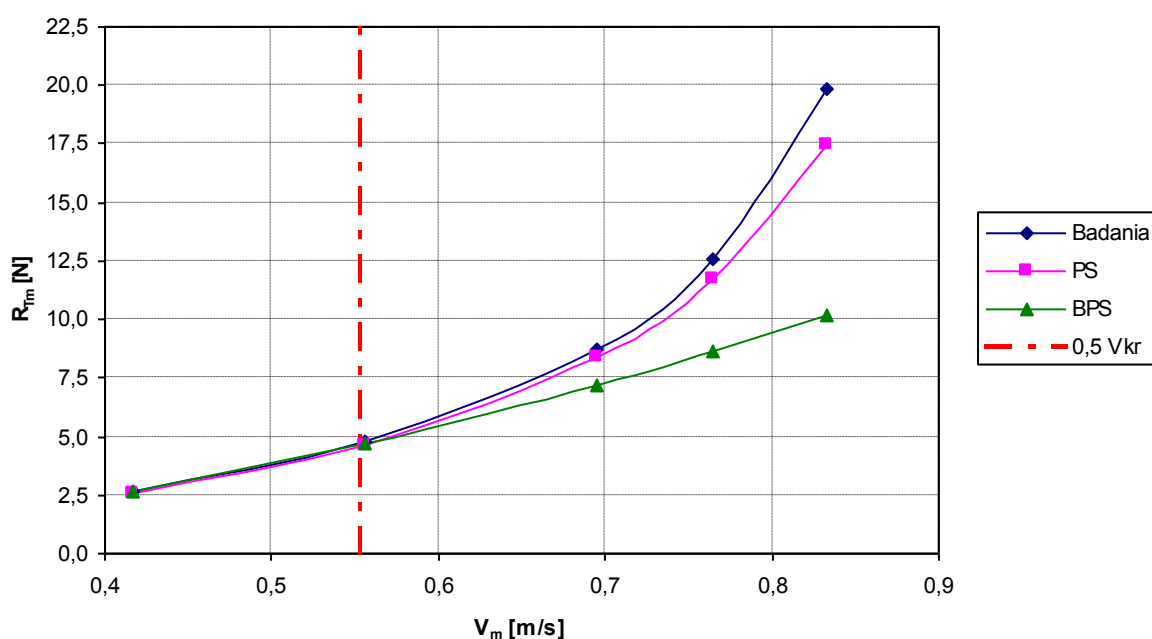
6.1. OBM

Badania modelowe Odrzańskiej Barki Motorowej wykonano w CTO Gdańsk [6], model w skali 1:16. Z całego zestawu badań do obliczeń wybrano głębokość zanurzenia $T=1,6$ m oraz dwie głębokości drogi wodnej $h=2,0$ m i $h=2,5$ m. Na rysunku 6.1 przedstawiono kształt do płaszczyzny symetrii OBM – część rufową i dziobową.

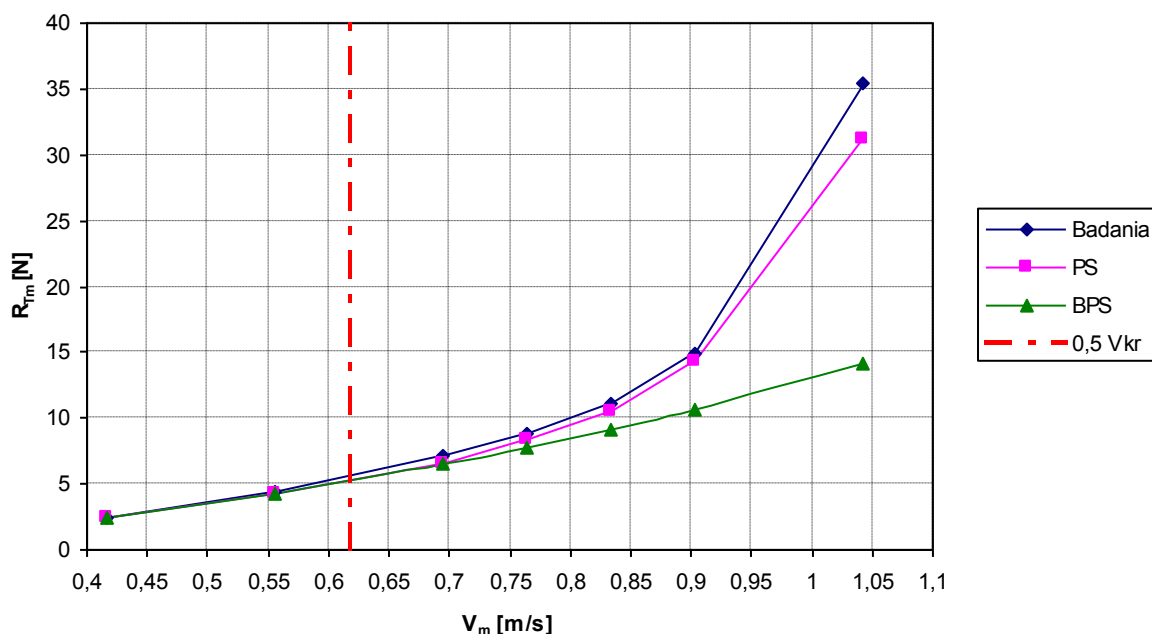


Rys. 6.1. Kształt OBM, rufa i dziób – GAMBIT

Na rysunku 6.2 przedstawiono wyniki oporowe dla $h=2,0$ m i $T=1,6$ m, a na rys. 6.3 wyniki oporowe dla $h=2,5$ m i $T=1,6$ m. Krzywe PS są to obliczenia w systemie FLUENT z uwzględnieniem powierzchni swobodnej, a krzywe BPS to obliczenia bez uwzględnienia powierzchni swobodnej. Krzywa obliczeniowa PS leży w obu przypadkach poniżej krzywej doświadczalnej. Wraz ze wzrostem prędkości pływania różnica się zwiększa, można to tłumaczyć tym że w obliczeniach nie uwzględniano przegłębienia i osiadania modelu. Natomiast w przypadku badań modelowych przy wysokich prędkościach może dojść do przysysania modelu do dna drogi wodnej. Krzywa BPS leży poniżej badań i krzywej PS. Zestawienie to pokazuje jak duży jest wpływ tworzącej się powierzchni swobodnej na opływ wokół kadłuba a co za tym idzie na opór całkowity. Ważną informacją jest to że poniżej $0,5 V_{kr}$ krzywe doświadczalna, PS i BPS pokrywają się. Wynika stąd, że dla małych prędkości możemy prowadzić obliczenia bez uwzględniania powierzchni swobodnej, co jest istotne podczas analiz wielu kształtów ze względu na skrócenie czasu obliczeń.



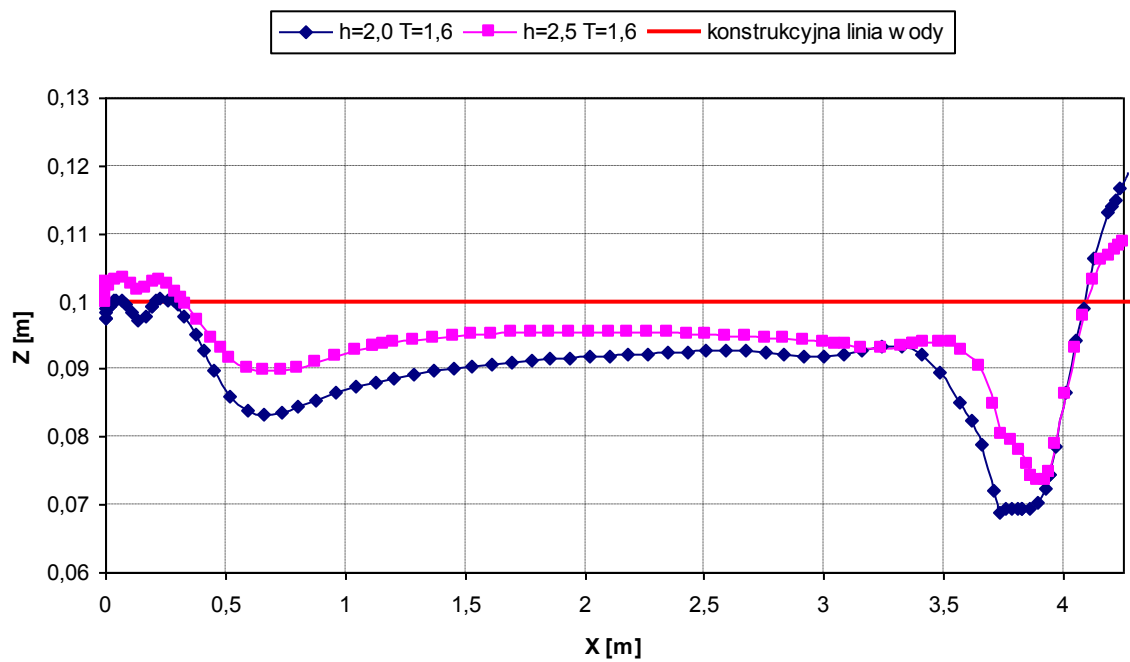
Rys. 6.2. Krzywa oporu modelu OBM $h=2,0$ m $T=1,6$ m skala 16



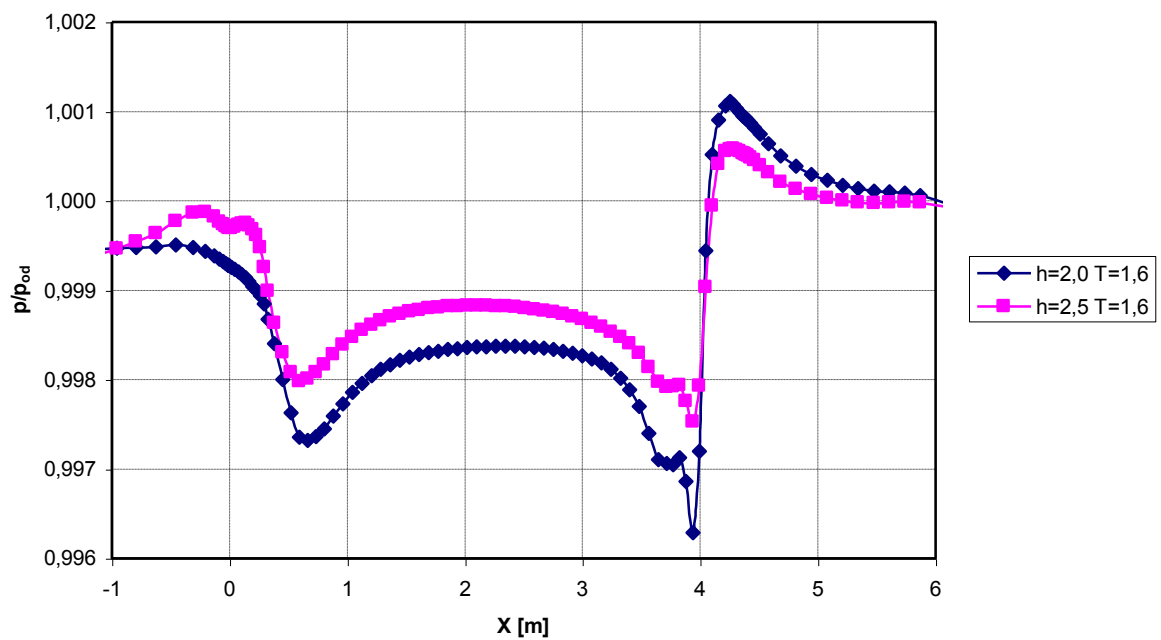
Rys. 6.3. Krzywa oporu modelu OBM $h=2,5\text{m}$ $T=1,6\text{m}$ skala 16

W celu sprawdzenia poprawności wykonanych obliczeń, oprócz sprawdzenia siły całkowitej, przeanalizowano dodatkowe wielkości wyznaczone podczas ich trwania. Pierwsze to wpływ głębokości na kształt fali burtowej. Na rysunku 6.4 przedstawia porównanie kształtu fali na kadłubie barki w zależności od głębokości drogi wodnej (stałe zanurzenie $T=1,6\text{ m}$). W części dziobowej tworzy się wyższa fala w przypadku $h=2,0\text{ m}$, oraz większa dolina. Widać też wyraźnie obniżenie fali burtowej w części rufowej barki dla $h=2,0\text{ m}$. Wyniki zestawione są dla tej samej prędkości pływania. Należy tu zaznaczyć że prędkość ta stanowi inny udział stosunku do prędkości krytycznej. Dla głębokości $h=2,0\text{ m}$ jest to $0,65 V_{kr}$, natomiast dla głębokości $h=2,5\text{ m}$ jest to $0,58 V_{kr}$. Kształt powierzchni swobodnej jest poprawny i zgodny z teorią przepływu.

Drugie to rozkład ciśnienia na dnie drogi wodnej w płaszczyźnie symetrii (rys. 6.5). Na wykresie przedstawiono zależność ciśnienia w danym punkcie do ciśnienia odniesienia p/p_{od} , gdzie p_{od} – ciśnienie atmosferyczne. Wyniki te pokazują, że większa zmiana ciśnienia występuje w przypadku przepływu dla $h=2,0\text{ m}$, co jest spowodowane mniejszą odległością dla drogi wodnej od dna barki.



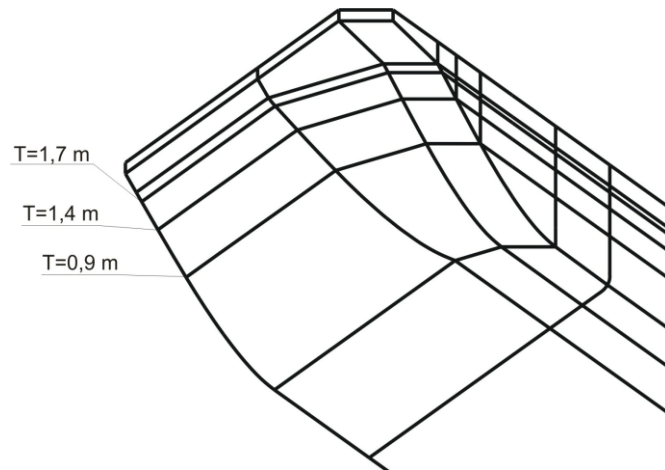
Rys. 6.4. Kształt powierzchni swobodnej na burcie OBM $V_m=0,764$ m/s



Rys. 6.5. Rozkład ciśnienia na dnie w płaszczyźnie symetrii OBM $V_m=0,764$ m/s

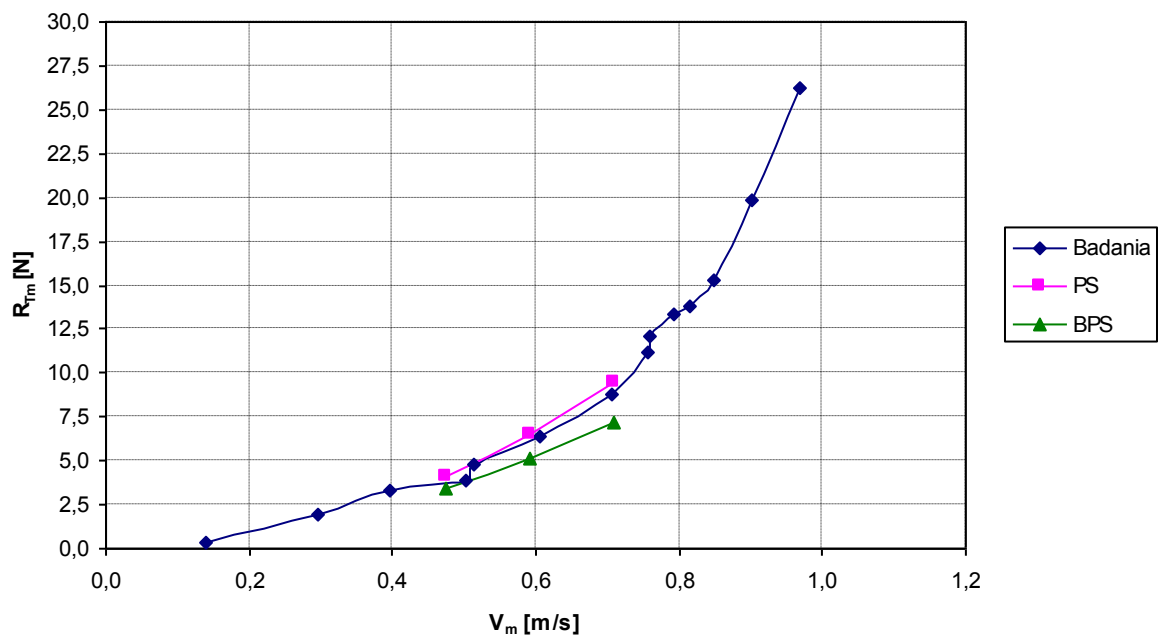
6.2. SFKO

Badania modelowe barki SFKO (rys. 6.6) wykonano w CTO Gdańsk [30]. Model zbudowany został w skali 1:14. Badania modelowe i obliczenia przeprowadzono dla dwóch głębokości $h=2,0\text{m}$ i $h=5,0\text{m}$, oraz dla trzech zanurzeń $T=0,9\text{m}$, $T=1,4\text{m}$ oraz $T=1,7\text{m}$. Dla każdego h i T prowadzono obliczenia dla trzech prędkości.

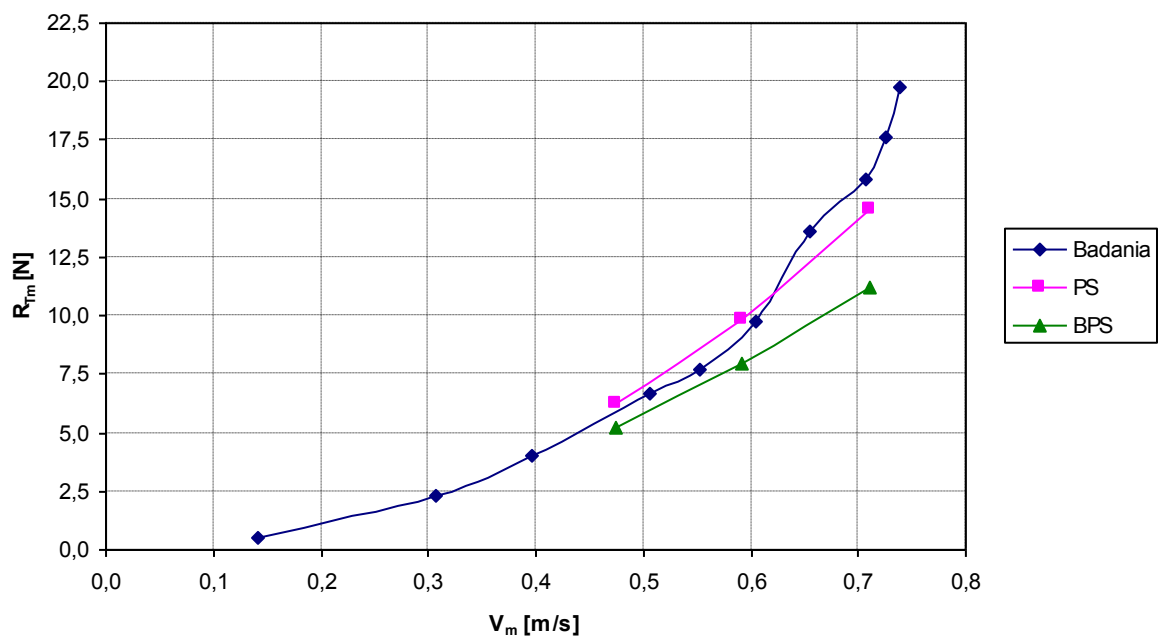


Rys. 6.6. Kształt SFKO z zaznaczonymi podstawowymi liniami wody dla trzech zanurzeń

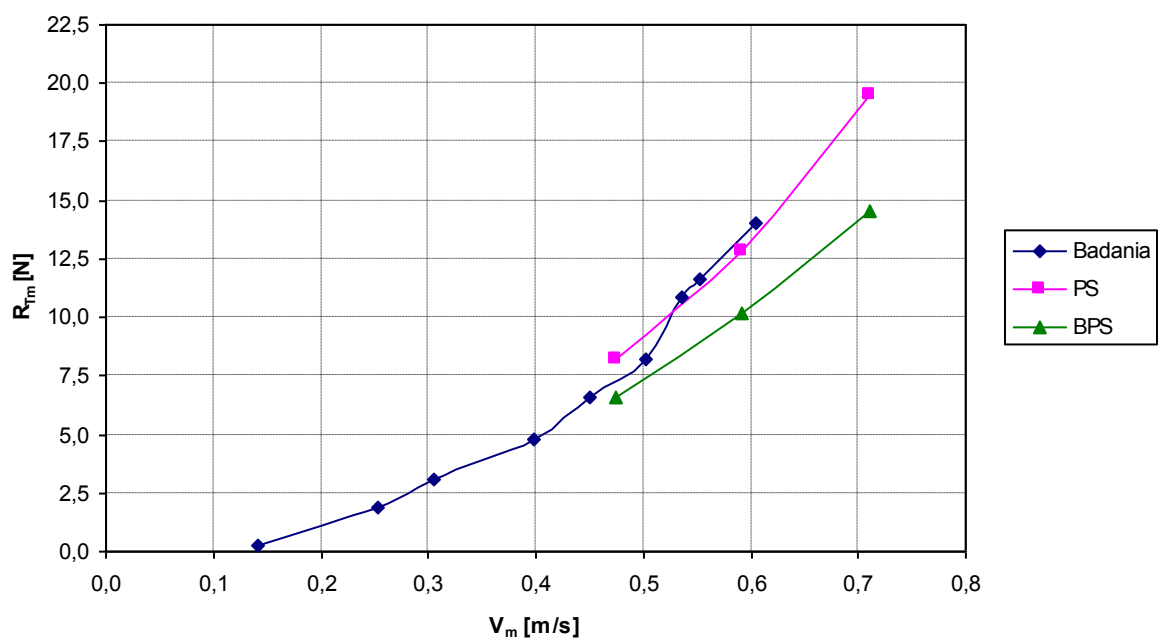
Na rysunkach od 6.7 do 6.12 przedstawiono zależność siły oporu od prędkości pływania. Podobnie jak w przypadku OBM linia PS oznacza obliczenia w powierzchnię swobodną, BPS bez.



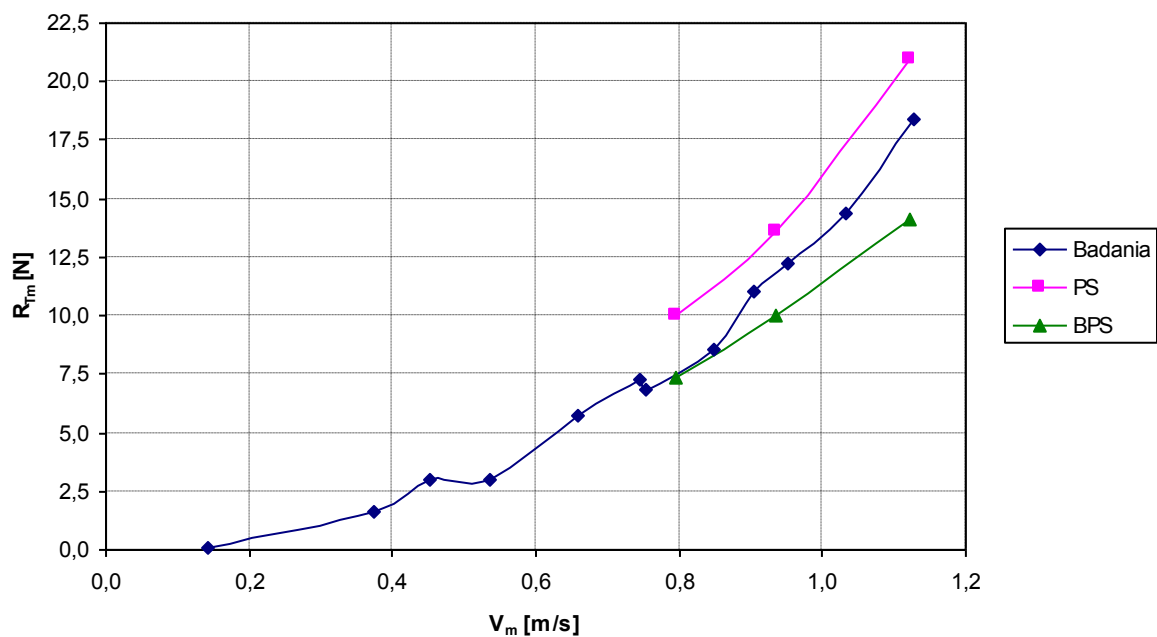
Rys. 6.7. Krzywa oporu modelu SFKO $h=2,0\text{m}$ i $T=0,9\text{m}$ skala 14



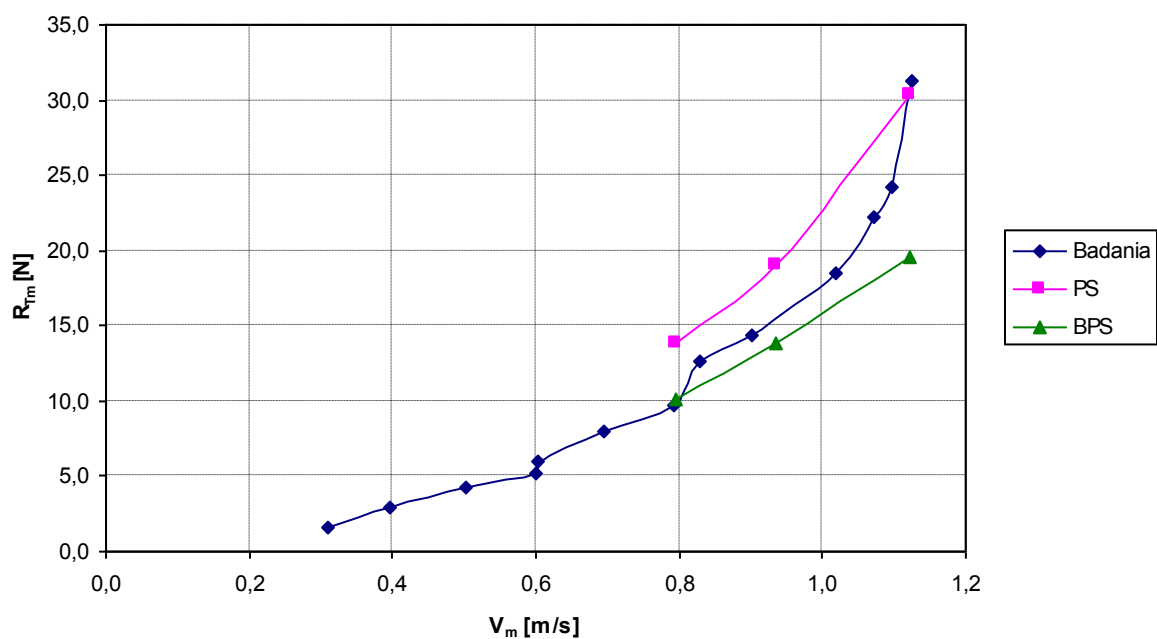
Rys. 6.8. Krzywa oporu modelu SFKO $h=2,0m$ i $T=1,4m$ skala 14



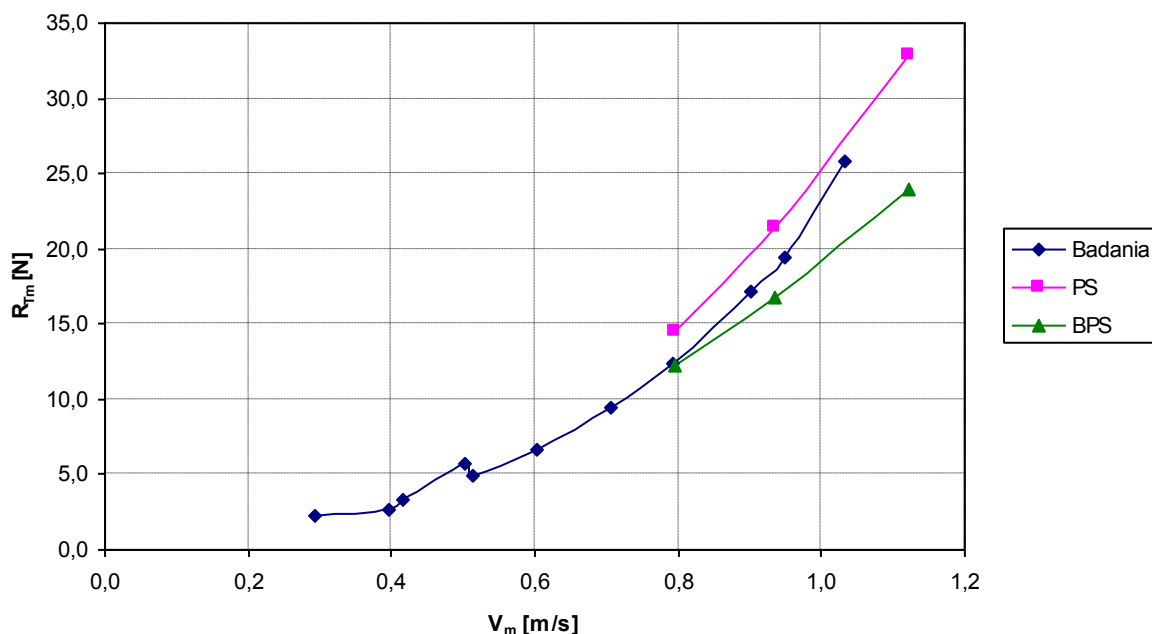
Rys. 6.9. Krzywa oporu modelu SFKO $h=2,0m$ i $T=1,7m$ skala 14



Rys. 6.10. Krzywa oporu modelu SFKO $h=5,0\text{m}$ i $T=0,9\text{m}$ skala 14



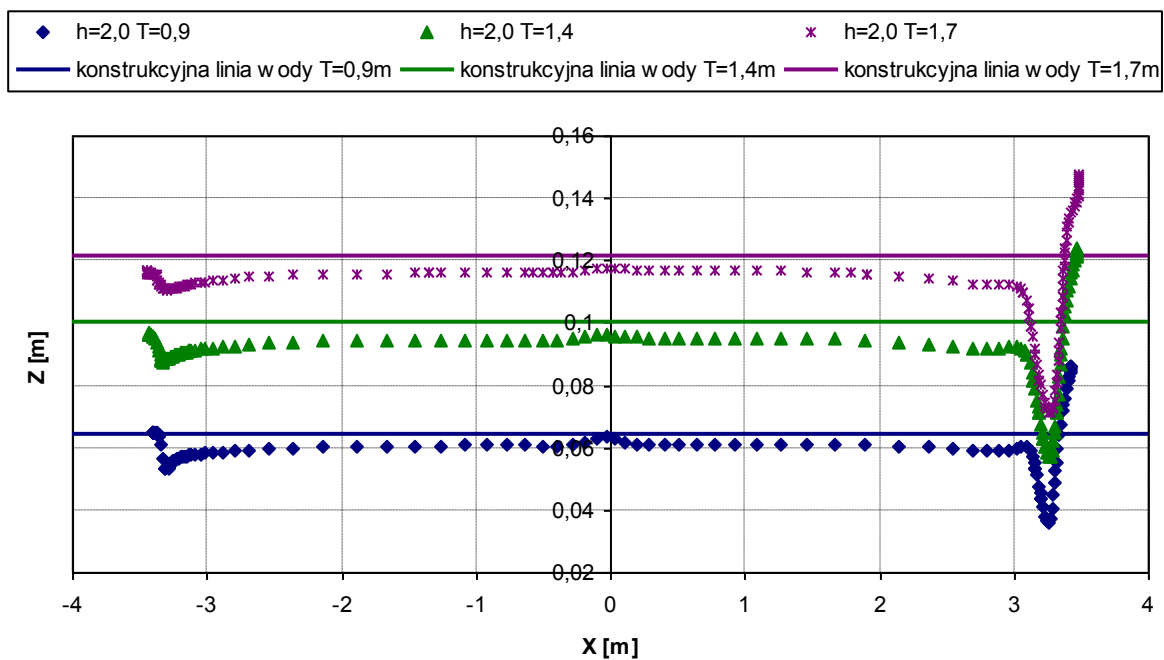
Rys. 6.11. Krzywa oporu modelu SFKO $h=5,0\text{m}$ i $T=1,4\text{m}$ skala 14



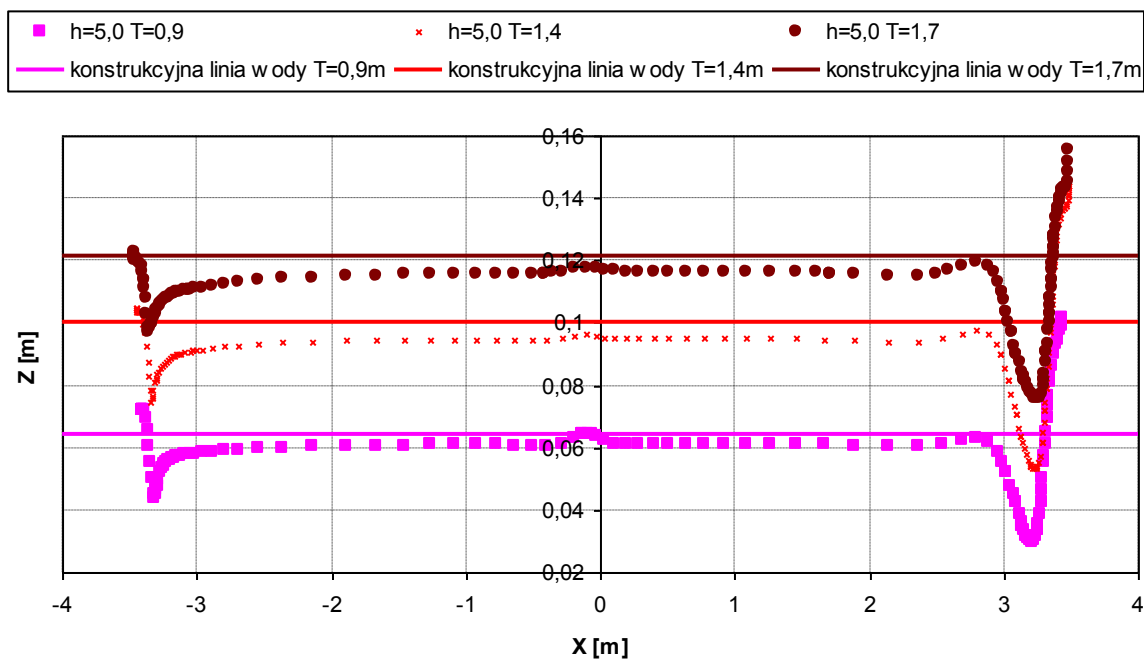
Rys. 6.12. Krzywa oporu modelu SFKO $h=5,0\text{m}$ i $T=1,7\text{m}$ skala 14

Krzywa BPS jest poniżej PS na wszystkich wykresach. W tych obliczeniach wyniki numeryczne wykonano przed badaniami modelowymi, co potwierdza dokładność metody obliczeniowej. Z porównania wyników badań modelowych, wynika dobra zgodność metod numerycznych z wynikami badań.

Podobnie jak dla OBM analizowano kształt powierzchni swobodnej na burcie oraz rozkład ciśnień na dnie drogi wodnej dla zestawu pchanego SFKO. Na rysunku 6.13 przedstawiono kształt fali burtowej dla $h=2,0\text{ m}$ dla trzech zanurzeń. Widać, że wysokość fali na dziobie rośnie ze wzrostem zanurzenia. Podobną tendencję można zaobserwować na (rys. 6.14), gdzie kształt powierzchni swobodnej przedstawiony jest dla głębokości $h=5,0\text{ m}$. Podczas prób oporowych wykonano zdjęcia profilu fali burtowej. Porównanie profilu fali burtowej przedstawiono dla $h=5,0\text{ m}$, $T=1,7\text{m}$ $V_s=14\text{ km/h}$, (rys 6.15) i (rys. 6.16) wynik obliczeń, oraz wartości odczytanych z doświadczenia. Podobnie dla $h=2,0\text{ m}$, $T=1,7\text{ m}$ $V_s=7,5\text{ km/h}$, (rys. 6.17) i (rys. 6.18). Wykresy pokazują bardzo dobrą zgodność kształtu układu falowego na burcie uzyskaną metodami numerycznymi i pomiarami. Na rysunku 6.19 przedstawiono rozkład ciśnienia na dnie drogi wodnej dla $h=2,0\text{m}$, (rys. 6.20) dla $h=5,0\text{ m}$, gdzie p_{od} – ciśnienie atmosferyczne. Skok ciśnienia w części dziobowej jest większy dla $h=2,0\text{ m}$ i rośnie ze wzrostem zanurzenia barki.



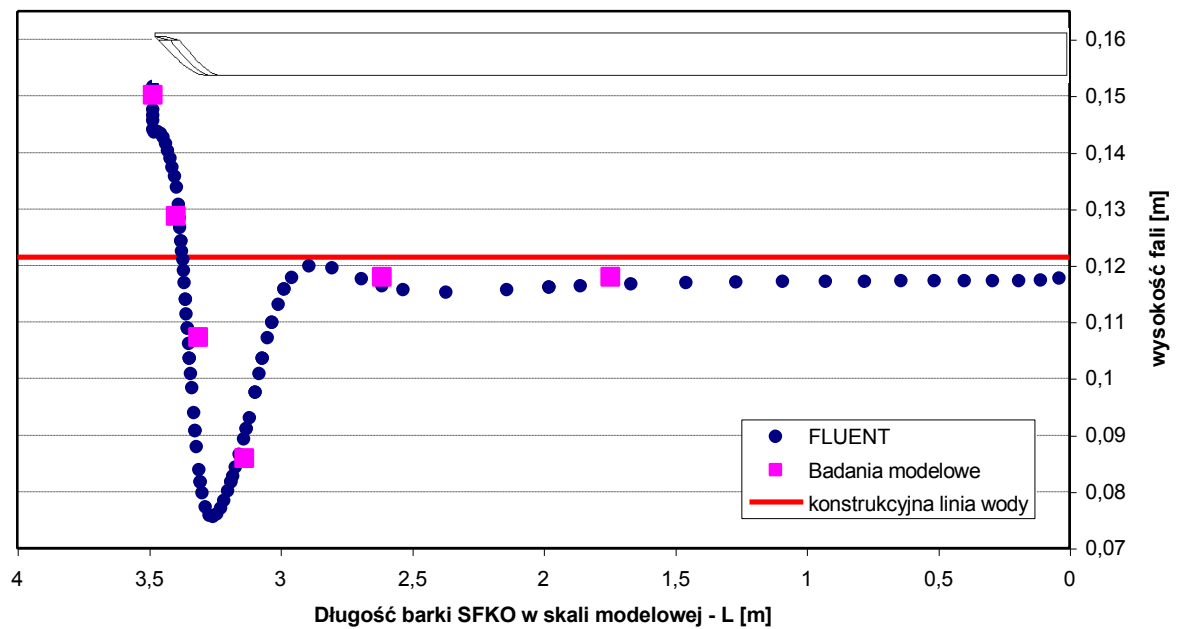
Rys. 6.13. Kształt powierzchni swobodnej na burcie SFKO $V_m=0,71$ m/s



Rys. 6.14. Kształt powierzchni swobodnej na burcie SFKO $V_m=1,123$ m/s



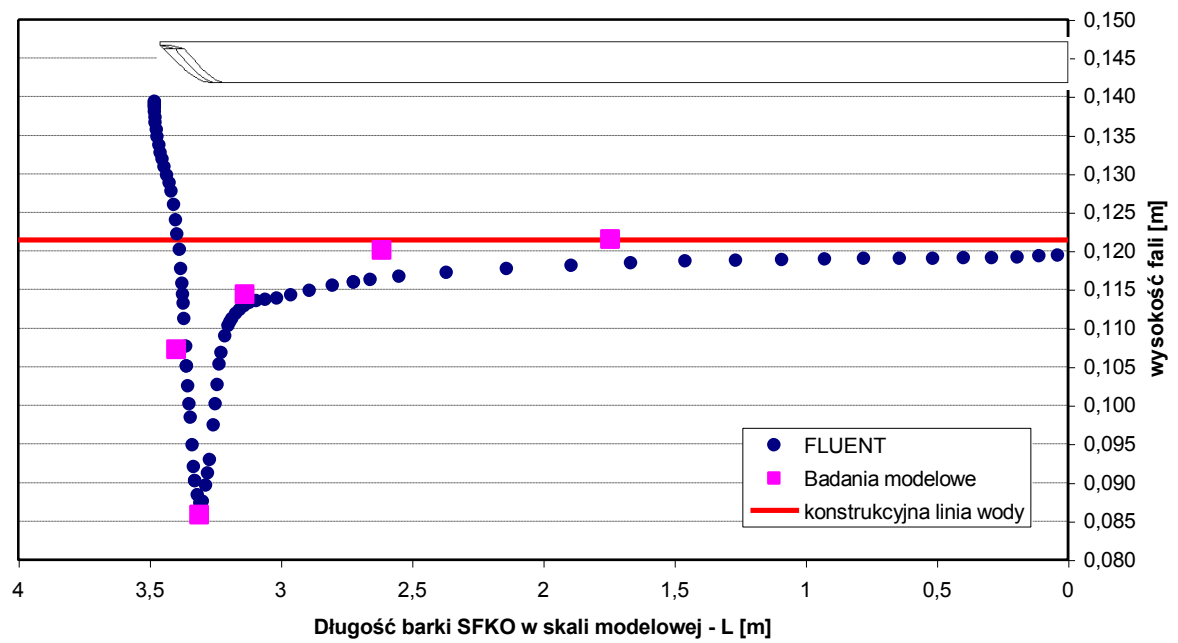
Rys. 6.15. Zdjęcie układu falowego barka SFKO $h=5,0\text{m}$ $T=1,7\text{s}$ $V_s=14\text{ km/h}$



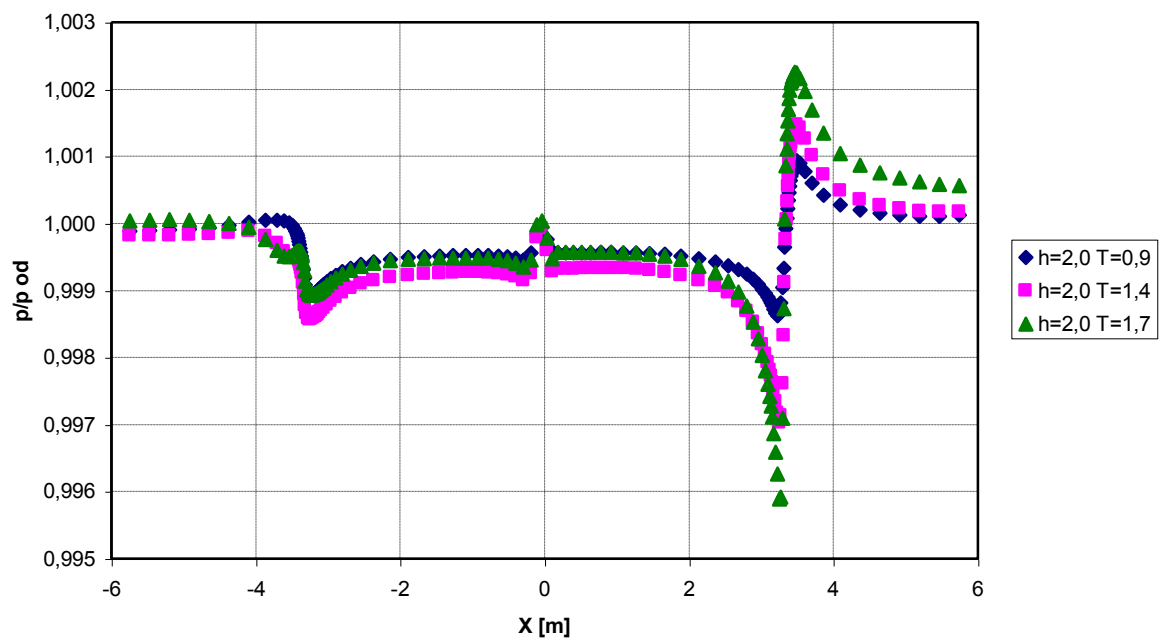
Rys. 6.16. Wykres fali burtowej barka SFKO $h=5,0\text{m}$ $T=1,7\text{s}$ $V_s=14\text{ km/h}$



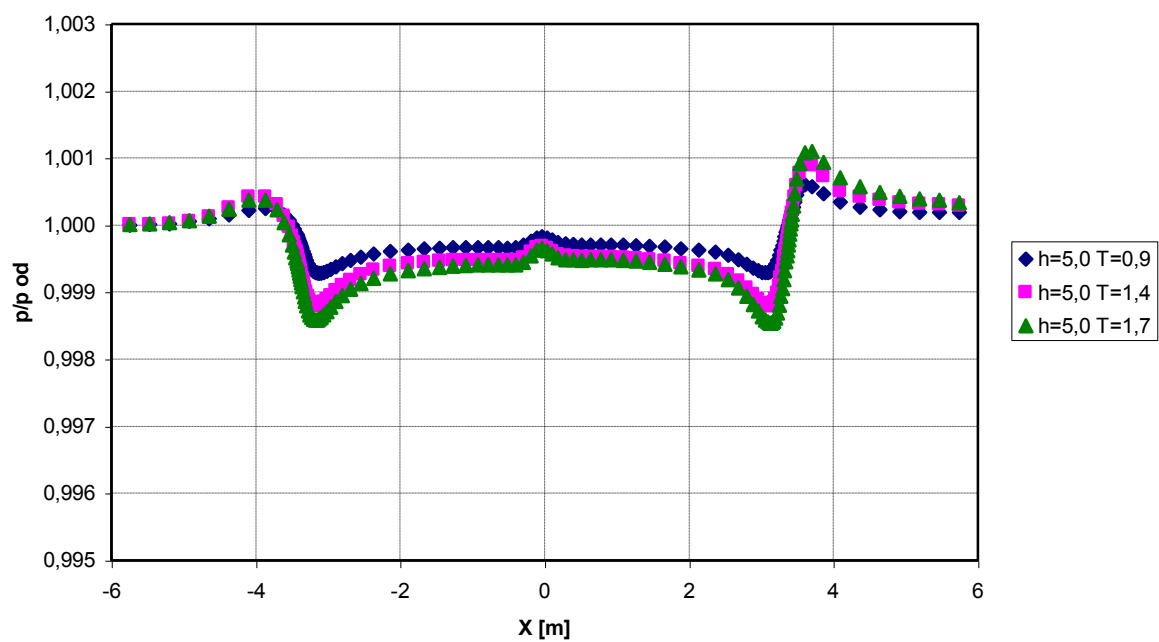
Rys. 6.17. Zdjęcie układu falowego barki SFKO $h=2,0\text{m}$ $T=1,7\text{m}$ $V_s=7,5\text{ km/h}$



Rys. 6.18. Wykres fali burtowej barki SFKO $h=2,0\text{m}$ $T=1,7\text{m}$ $V_s=7,5\text{ km/h}$



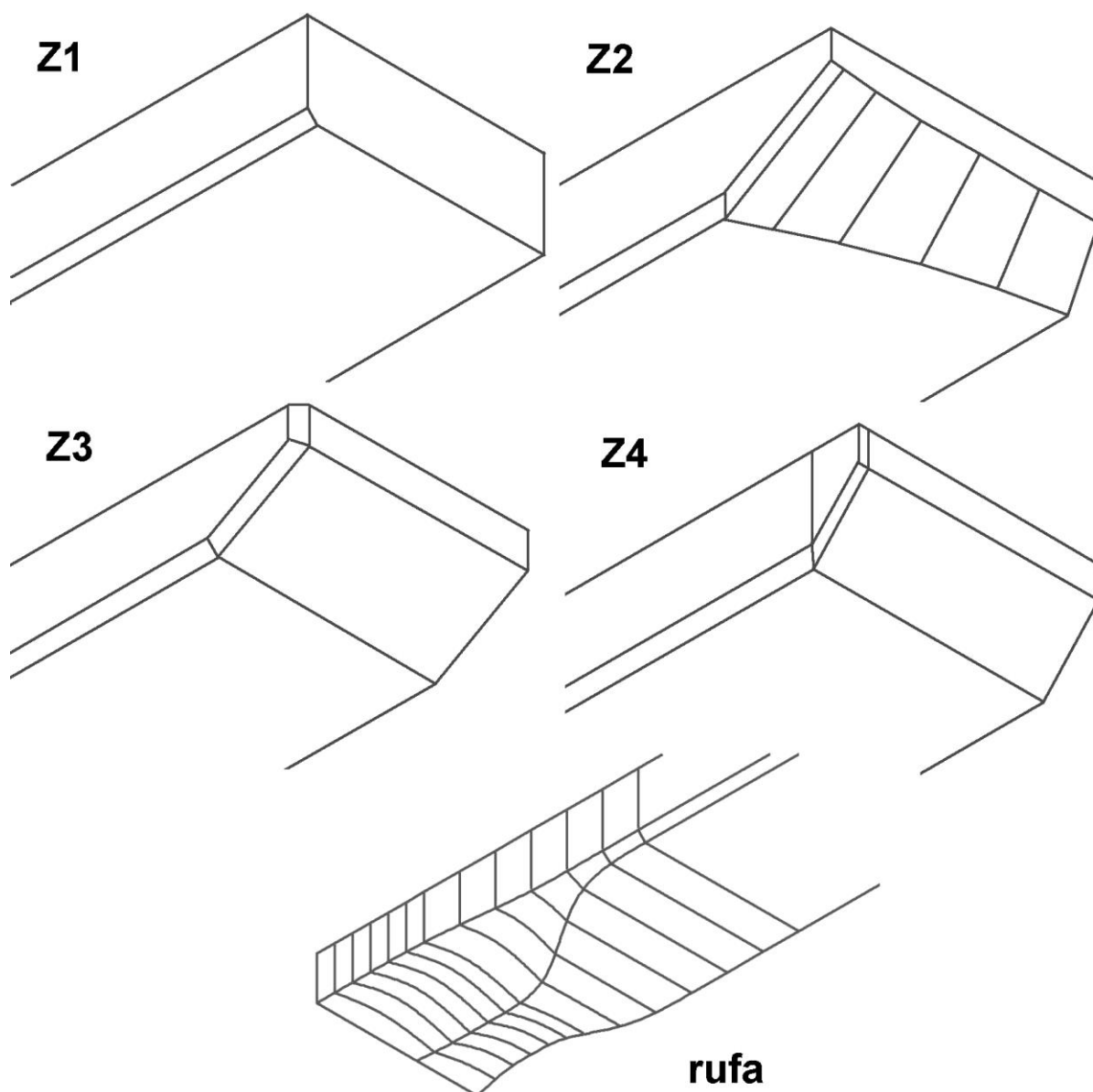
Rys. 6.19. Rozkład ciśnienia na dnie w płaszczyźnie symetrii SFKO $V_m=0,71$ m/s



Rys. 6.20. Rozkład ciśnienia na dnie w płaszczyźnie symetrii SFKO $V_m=1,123$ m/s

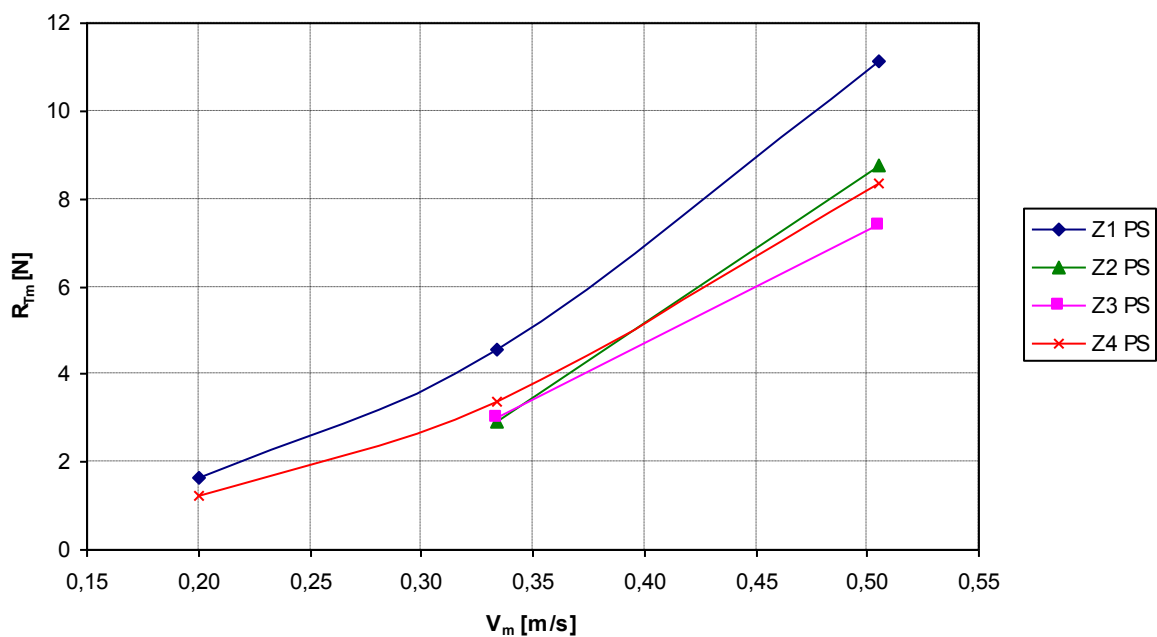
6.3. Kształty Z

Obliczenia kształtów Z służyły do analizy wpływu części dziobowej barki na opór. Był to zestaw pchany, składający się z dwóch barek pchanych i pchacza długości 118 m.



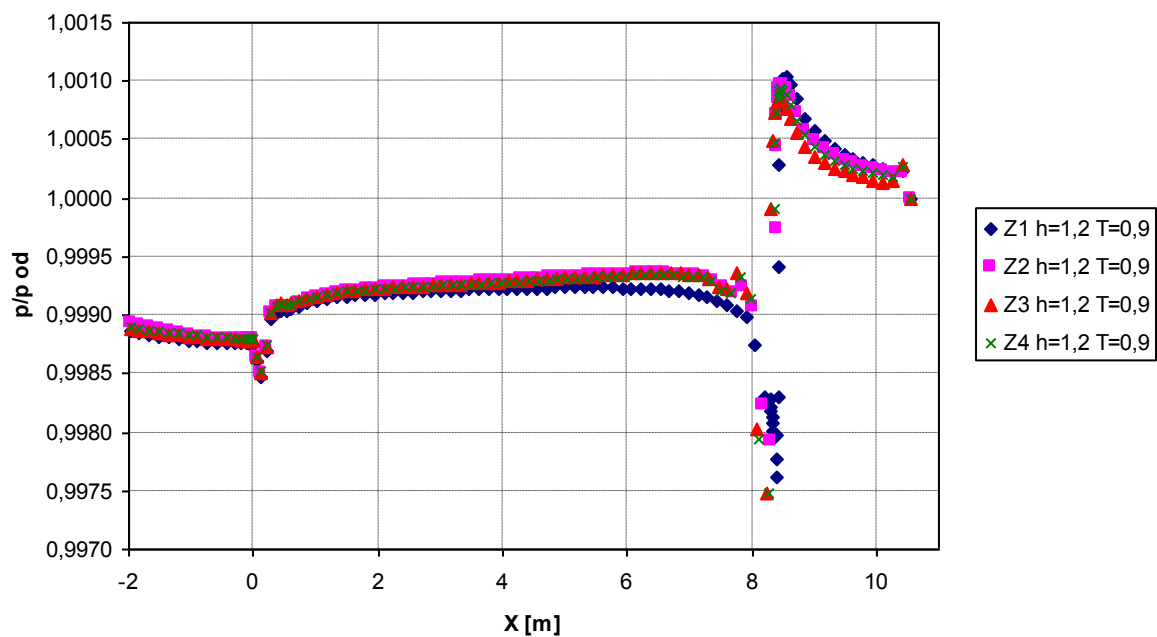
Rys. 6.21. Dzioby i rufa kształtów Z

Na rysunku 6.22 przedstawiono wyniki obliczeń oporu z uwzględnieniem powierzchni swobodnej. Z obliczeń wynika, że najmniejszy opór występuje przy zastosowaniu kształtu dziobu Z3. W przypadku dziobu Z2 dla prędkości 0,334 m/s jest oporowo lepszy, a dla prędkości większej jest gorszy od Z3 i Z4.



Rys. 6.22. Krzywa oporu modelu kształty Z $h=1,2\text{m}$ i $T=0,9\text{m}$

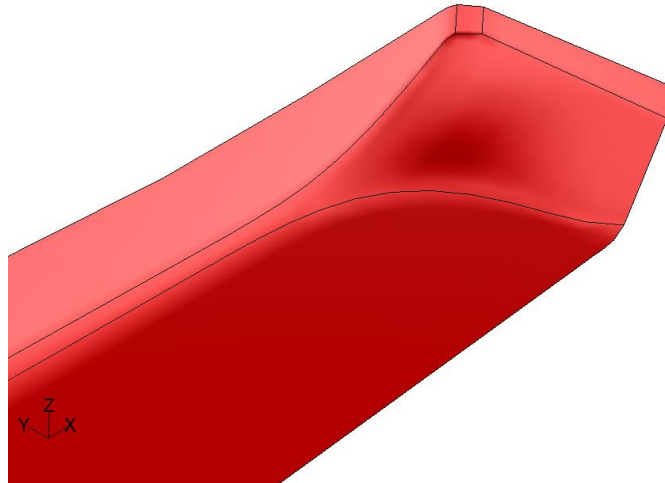
Na rysunku 6.23 przedstawiono rozkład ciśnienia na dnie drogi wodnej, gdzie p_{od} – ciśnienie atmosferyczne. Różnice są bardzo niewielkie w części dziobowej, a w pozostałym obszarze pokrywają się. Niewielka różnica wynika z bardzo małej prędkości pływania przyjętej do obliczeń.



Rys. 6.23. Rozkład ciśnienia na dnie w płaszczyźnie symetrii kształty Z $V_s=1,89\text{ m/s}$

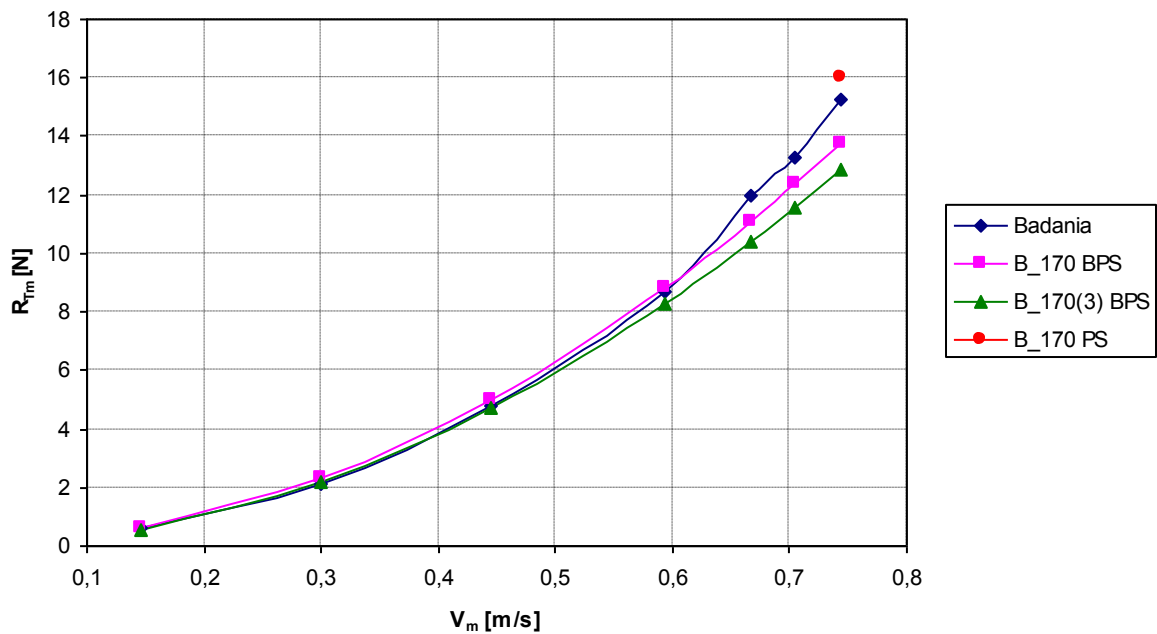
6.4. B170

Na rysunku 6.24 pokazano kształt barki B170, tu obliczenia wykonano dla jednego zanurzenia $T = 1,4$ m i dla dwóch głębokości $h = 2,0$ m i $h = 3,6$ m. Badania modelowe wykonano w VBD [84]. Kształt barki B170(3), różnił się od B170 nieznacznie, łagodniejszym podcięciem części dziobowej.

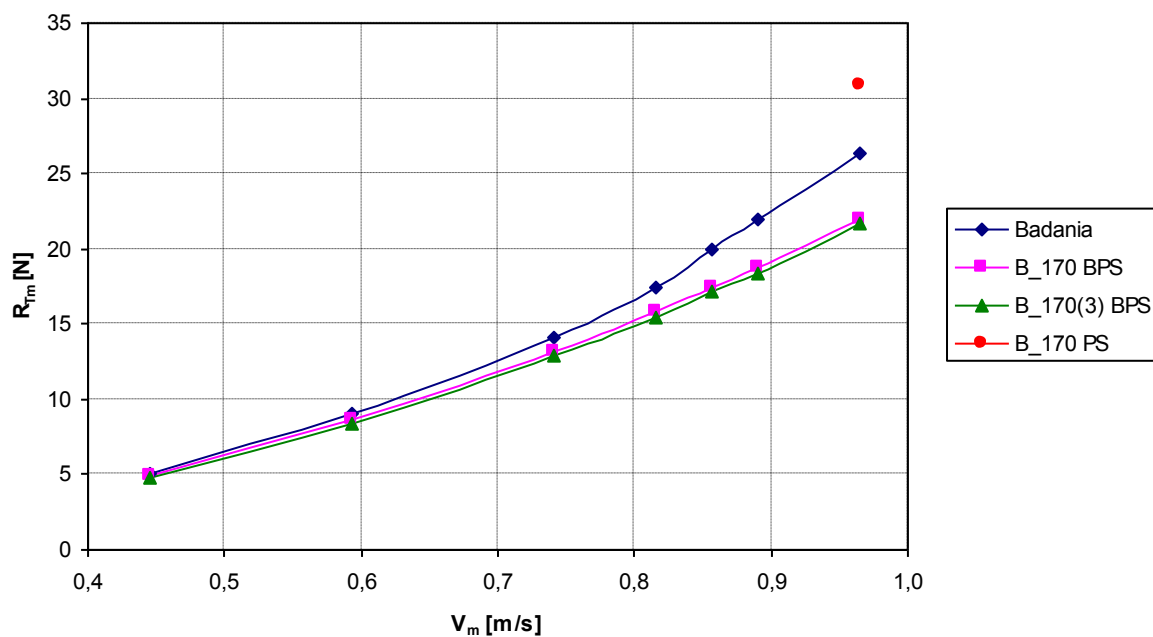


Rys. 6.24. Kształt barki B 170 – GAMBIT

Na rysunkach 6.25 i 6.26 przedstawiono wyniki badań oporowych.



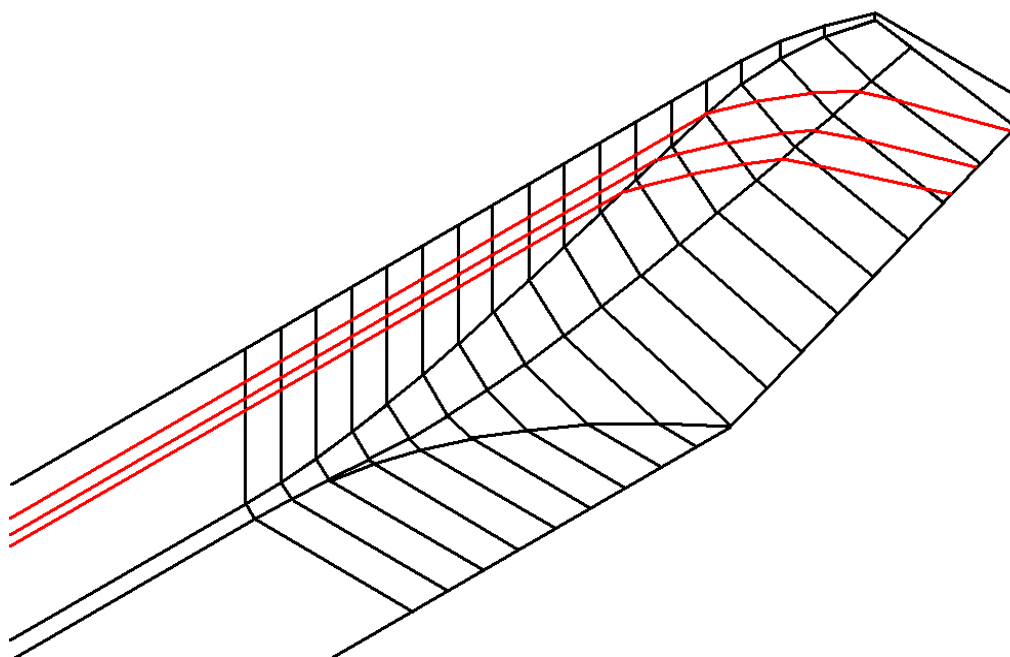
Rys. 6.25. Krzywa oporu modelu B170 i B170(3) $h = 2,0$ m i $T = 1,4$ m



Rys. 6.26. Krzywa oporu modelu B170 i B170(3) $h=3,6\text{m}$ i $T=1,4\text{m}$

W przypadku obliczeń barki B 170 można mieć pewne zastrzeżenia do wyników badań, porównując krzywe doświadczalne dla małych prędkości siła oporu jest większa dla $h=3,6\text{m}$ niż dla $h=2,0\text{m}$.

6.5. BM DUISBURG



Rys. 6.27. Kształt BM Duisburg z linią wody dla $T=2,5\text{m}$, $T=2,8\text{m}$ i $T=3,2\text{m}$ [52]

Badania modelowe wykonano w VBD Duisburg dla modelu w skali 12,5. Opływ BM Duisburg obliczano dla trzech zanurzeń $T = 2,5$ m, $T = 2,8$ m oraz $T = 3,2$ m dla $h = 5$ m oraz dla $T = 2,5$ m i $h = 3,5$ m. Wyniki oporowe nie są prezentowane, nie dysponowano bowiem wynikami oporowymi dla modelu tylko przeliczonymi na obiekt rzeczywisty. Obliczenia te będą zaprezentowane w następnym rozdziale, gdzie ważny będzie podział siły na opór lepkości i ciśnienia.

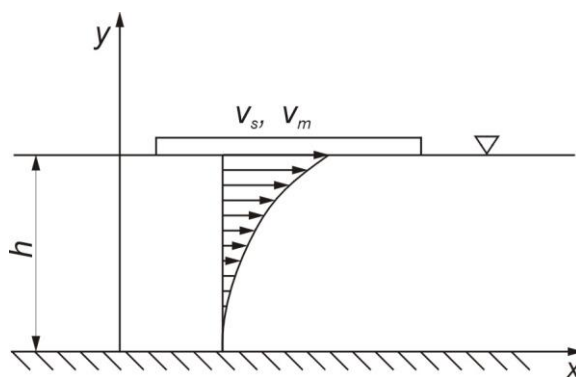
Analizując zaprezentowane wyniki, można stwierdzić, że numeryczne modelowanie opływu kadłuba barki śródlądowej na ograniczonej drodze wodnej daje zadowalające rezultaty.

7. Współczynnik oporu lepkości na wodzie płaskiej

Opływ płaskiej płyty jest często opisywany w literaturze. Przyjmuje się, że płaska płyta porusza się po powierzchni wody. W przepływie powstaje siła oporu pochodząca tylko od lepkości cieczy, gradient ciśnienia jest równy zero. Z punktu widzenia hydromechaniki okrętu opływ płaskiej płyty jest bardzo ważny, gdyż zjawisko to jest wykorzystywane przy przeliczaniu oporu modelu na obiekt rzeczywisty w metodzie Froude'a. Do wyznaczenia współczynnika oporu płaskiej płyty opracowano wzory analityczne ITTC57 (2.14), Schoenherr'a (2.15), Hughesa-Prohaska (2.16), Prandtla-Schlichtinga (2.17). Wyniki badań jak i przytoczone zależności analityczne odnoszą się do opływu płaskiej płyty na wodzie nieograniczonej. Zastosowanie ich do przeliczania oporu statków na nieograniczonej drodze wodnej jest poprawne. Inaczej w przypadku wody ograniczonej, gdzie istnieje wpływ głębokości na opór lepki (rys. 3.5).

7.1. Zależność dla $\Delta p = 0$

Dla poruszającej się płyty po ograniczonej drodze wodnej parametrami opisującymi przepływ, oprócz prędkości poruszania się płyty i jej wymiarów dochodzi dodatkowo głębokość drogi wodnej (rys 7.1).



Rys. 7.1. Parametry opisujące opływ płaskiej płyty

Głębokość drogi wodnej ma wpływ na wartość współczynnika oporu (rys. 3.5). Przy rozwiązywaniu opływu płaskiej płyty przyjmuje się że przepływ jest turbulentny w pełni rozwinięty w całej przestrzeni. Wynika stąd przyjęcie logarytmicznego rozkładu prędkości, który wyraża zależność:

$$v = v_* \left(A \cdot \ln \left(\frac{y \cdot v_*}{\nu} \right) + B \right) \quad (7.1)$$

w której: A i B stałe doświadczalne [31], [49]

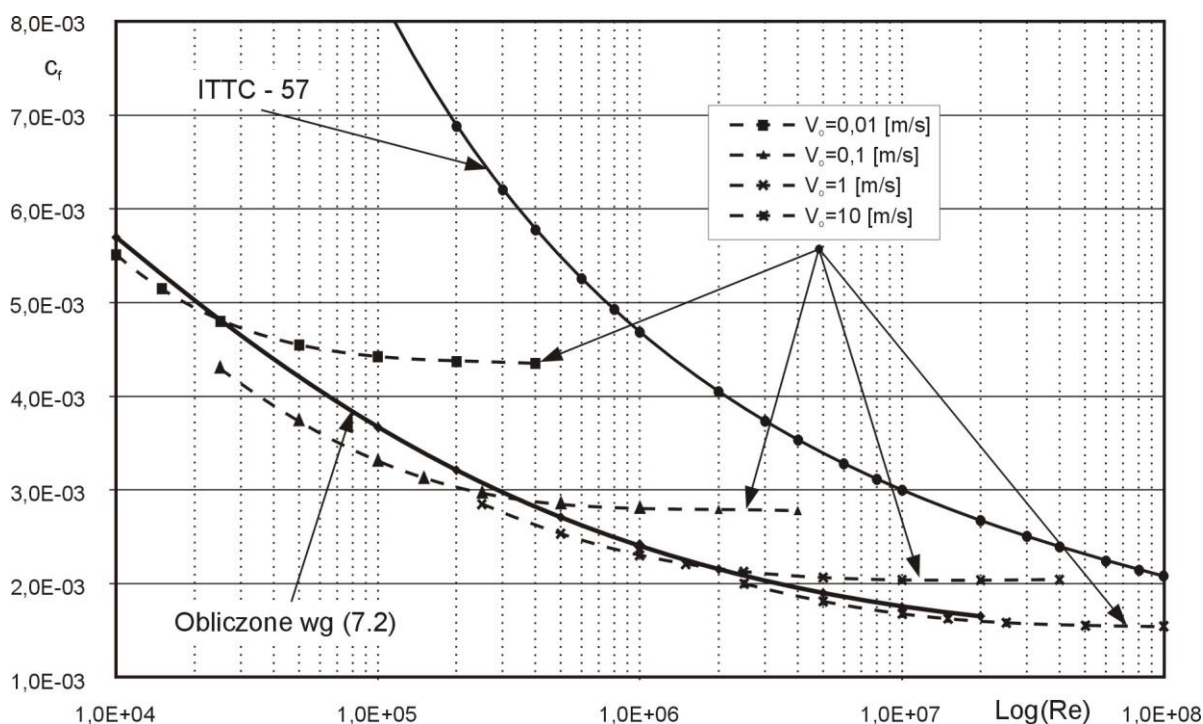
Na tej podstawie powstał wzór [45] określający współczynnik oporu płaskiej płyty na ograniczonej drodze wodnej:

$$\frac{1}{\sqrt{c_F}} = 1,768 \cdot \ln(\sqrt{c_F} \text{Re}_h) + 1,509 \quad (7.2)$$

gdzie liczba Reynoldsa odniesiona do głębokości drogi wodnej wynosi:

$$\text{Re}_h = \frac{v \cdot h}{\nu} \quad (7.3)$$

Wzór ten porównano z wynikami obliczeń numerycznych opływu płaskiej płyty (rys. 7.2).

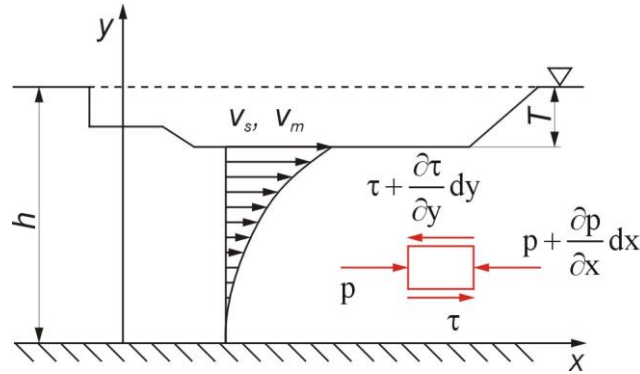


Rys. 7.2. Zależność współczynnika oporu tarcia według (7.2) od liczby Reynoldsa w porównaniu z obliczeniami numerycznymi [45]

Uzyskano zadowalającą zbieżność wyników. Wzór (7.2) zakłada nieskończoną szerokość płyty odnosi się bowiem do przepływu płaskiego i nieskończoną długość płyty, co wynika z założenia, że przepływ jest turbulentny w pełni rozwinięty; nie uwzględnia obszaru tworzenia się warstwy przyściennej. Biorąc pod uwagę rzeczywisty opływ kadłuba, dodatkowym czynnikiem mającym wpływ na opór lepkości jest istniejący gradient ciśnienia. Wzory (2.14), (2.15), (2.16), (2.17) uzależniają opór tarcia lepkiego tylko od liczby Reynoldsa liczonej w odniesieniu do długości płyty. Tylko (7.2) uwzględnia głębokość drogi wodnej poprzez liczbę Reynoldsa liczoną w odniesieniu do głębokości (7.3). Żaden wzór nie uwzględnia istnienia gradientu ciśnienia.

7.2. Zależność dla $\Delta p \neq 0$

Przy opływie dowolnego kształtu w porównaniu z płaską płytą występuje gradient ciśnienia. Dodatkowym parametrem zmieniającym warunki przepływu w porównaniu z płaską płytą jest zanurzenie statku T, jako wartość o którą zmniejsza się odległość między płaszczyzną dna drogi wodnej a poszyciem dna kadłuba statku.



Rys. 7.3. Parametry opisujące opływ kształtu płaskiego

Rozpatrując równowagę w elemencie płynu (rys. 7.3) mamy:

$$p \cdot b \cdot dy - \left(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) \cdot b \cdot dy + \tau \cdot b \cdot dx - \left(\tau + \frac{\partial \tau}{\partial y} dy \right) \cdot b \cdot dx = 0 \quad (7.4)$$

gdzie b szerokość elementu

Równanie (7.4) po uproszczeniu przyjmie postać:

$$\frac{d\tau}{dy} = -\frac{dp}{dx} \quad (7.5)$$

Rozpatrywany przepływ jest turbulentny dlatego:

$$\tau = \tau_0 + \tau_t \quad (7.6)$$

Naprężenia laminarne przyjęto wg hipotezy Newtona:

$$\tau_0 = -\mu \frac{dv}{dy} \quad (7.7)$$

Jako model przepływu turbulentnego przyjęto model drogi mieszania Prandtla.

$$\tau_t = \rho l^2 \left(\frac{dv}{dy} \right)^2 \quad (7.8)$$

gdzie $l = \kappa y$

Wprowadzamy pojęcie prędkości dynamicznej:

$$v_* = \sqrt{\frac{\tau_0}{\rho}} \quad (7.9)$$

oraz zakładając:

$$\frac{dp}{dx} = -\frac{\Delta p}{\Delta x} \quad (7.10)$$

Równanie (7.5) po uwzględnieniu (7.6), (7.7), (7.8) oraz wprowadzeniu prędkości dynamicznej (7.9) i gradientu ciśnienia (7.10) dwukrotnie całkujemy, otrzymując zależność (7.11) [33]:

$$v = v_* \left(\frac{1}{\kappa} \cdot \ln \left(\frac{y}{\delta} \right) + \beta + \frac{1}{\kappa} \frac{\delta}{\tau_0} \frac{\Delta p}{\Delta x} \cdot \left(1 - \frac{y}{\delta} \right) \right) \quad (7.11)$$

Zależność (7.11) to wzór logarytmicznego profilu prędkości uzupełnionego gradientem ciśnienia.

Wprowadzając skalę długości:

$$L_* = \frac{v}{v_*} \quad (7.12)$$

$$v = v_* \left(\frac{1}{\kappa} \cdot \ln \left(\frac{y}{\frac{\delta}{L_*}} \right) + \beta - \frac{1}{\kappa} \frac{y}{\tau_0} \frac{\Delta p}{\Delta x} + \frac{1}{\kappa} \frac{L_*}{\tau_0} \frac{\Delta p}{\Delta x} \right) \quad (7.13)$$

otrzymujemy (7.14):

$$v = v_* \left(\frac{1}{\kappa} \cdot \ln \left(\frac{y \cdot v_*}{v} \right) - \frac{1}{\kappa} \cdot \ln \left(\frac{\delta \cdot v_*}{v} \right) + \beta - \frac{1}{\kappa} \frac{y}{\tau_0} \frac{\Delta p}{\Delta x} + \frac{1}{\kappa} \frac{v}{\tau_0} \frac{\Delta p}{\Delta x} \right) \quad (7.14)$$

wprowadzając do (7.14) wyrażenie:

$$\alpha = \frac{\delta \cdot v_*}{v} \quad (7.15)$$

otrzymamy:

$$v = v_* \left(\frac{1}{\kappa} \cdot \ln \left(\frac{y \cdot v_*}{v} \right) - \frac{1}{\kappa} \cdot \ln(\alpha) + \beta - \frac{1}{\kappa} \frac{y}{\tau_0} \frac{\Delta p}{\Delta x} + \frac{1}{\kappa} \frac{\alpha}{\tau_0} \frac{v}{v_*} \frac{\Delta p}{\Delta x} \right) \quad (7.16)$$

Wprowadzamy w celu uporządkowania równania (7.16) wielkości:

$$A = \frac{1}{\kappa} \text{ i } B = \beta - \frac{1}{\kappa} \cdot \ln(\alpha)$$

i otrzymujemy:

$$v = v_* \left(A \cdot \ln \left(\frac{y \cdot v_*}{v} \right) + B + \frac{\Delta p}{\Delta x} \left(A \frac{\alpha}{\tau_0} \frac{v}{v_*} - A \frac{y}{\tau_0} \right) \right) \quad (7.17)$$

Wprowadzając pojęcie prędkości średniej co za tym idzie spełniając równanie ciągłości:

$$v_{sr} \cdot Y = \int_0^Y v dy \quad (7.18)$$

gdzie: Y- odległość dna drogi wodnej od poszycia dna kadłuba,

czyli:

$$v_{sr} \cdot Y = \int_0^Y \left(v_* A \cdot \ln \left(\frac{Y \cdot v_*}{v} \right) + v_* B + v_* \frac{\Delta p}{\Delta x} A \frac{\alpha}{\tau_0} \frac{v}{v_*} - v_* \frac{\Delta p}{\Delta x} A \frac{Y}{\tau_0} \right) dy \quad (7.19)$$

po scałkowaniu (7.19) i przekształceniu otrzymujemy:

$$\frac{v_{sr}}{v_*} = A \cdot \ln \left(\frac{Y \cdot v_*}{v} \right) + B - A + \frac{\Delta p}{\Delta x} A \left(\frac{\alpha}{\tau_0} \frac{v}{v_*} - \frac{1}{2} \frac{Y}{\tau_0} \right) \quad (7.20)$$

Wprowadzamy pojęcie współczynnika oporu w postaci:

$$c_F = \frac{F}{\frac{1}{2} \rho v^2 S} = \frac{\tau_0 \cdot S}{\frac{1}{2} \rho v^2 S} = \frac{\tau_0}{\frac{1}{2} \rho v^2} \quad (7.21)$$

wykorzystując zależność (7.9), otrzymujemy prosty związek między współczynnikiem c_F , a prędkością dynamiczną:

$$\frac{\sqrt{c_F}}{\sqrt{2}} = \frac{v_*}{v} \quad (7.22)$$

Przekształcając (7.20) po zastosowaniu (7.22) otrzymuje się:

$$\frac{v_{sr}}{v_*} = A \cdot \ln \left(\frac{Y \cdot \frac{v_*}{\sqrt{c_F}} \cdot \frac{\sqrt{c_F}}{\sqrt{2}}}{v} \right) + B - A + \frac{\Delta p}{\Delta x} A \left(\frac{\alpha}{\tau_0} \frac{v}{v_*} - \frac{1}{2} \frac{Y}{\tau_0} \right) \quad (7.23)$$

$$\frac{\sqrt{2}}{\sqrt{c_F}} = A \cdot \ln \left(\frac{Y \cdot v_s \cdot \frac{\sqrt{c_F}}{\sqrt{2}}}{v} \right) + B - A + \frac{\Delta p}{\Delta x} A \left(\frac{\alpha}{\tau_0} \frac{v}{v_*} - \frac{1}{2} \frac{Y}{\tau_0} \right) \quad (7.24)$$

Wprowadzając pojęcie liczby Reynoldsa odniesionej do głębokości (7.25):

$$Re_y = \frac{Y \cdot v_s}{v} \quad (7.25)$$

gdzie Y- aktualna odległość dna kadłuba od dna drogi wodnej.

Przyjmując że $A=2,5$ [33], [67] otrzymamy:

$$\frac{1}{\sqrt{c_F}} = 1,768 \cdot \ln(Re_y \cdot \sqrt{c_F}) + \frac{B}{\sqrt{2}} - 2,38 + 1,768 \underbrace{\frac{\Delta p}{\Delta x} \left(\frac{\alpha}{\tau_0} \frac{v}{v_*} - \frac{1}{2} \frac{Y}{\tau_0} \right)}_X \quad (7.26)$$

Przekształcenie członu X umieszczono w załączniku A. Po podstawieniu wyrażenia (A.1) z załącznika A do (7.26) otrzymamy:

$$\frac{1}{\sqrt{c_F}} = 1,768 \cdot \ln(\text{Re}_y \cdot \sqrt{c_F}) + \frac{B}{\sqrt{2}} - 2,38 + 1,768 \frac{\Delta p}{\Delta x} \cdot \frac{Y^3}{v^2 \rho \text{Re}_y^2} \left(\frac{32,527}{c_F^{\frac{3}{2}} \cdot \text{Re}_y} - \frac{1}{c_F} \right) \quad (7.27)$$

W równaniu pozostaje jeszcze niewiadomy gradient ciśnienia. Zdecydowano się na zastosowanie teorii przepływu w szczelinie [82], gdzie gradient ciśnienia określa zależność (7.28):

$$\frac{\Delta p}{\Delta x} = 6 \cdot \mu \cdot v_s \frac{Y_1 - Y_2}{Y_1^3} \quad (7.28)$$

Podstawiając do (7.27) równanie (7.28) i uwzględniając zależność:

$$Y = \frac{Y_1 + Y_2}{2} \quad (7.29)$$

po przekształceniach otrzymujemy równanie ogólne postaci:

$$\frac{1}{\sqrt{c_F}} = 1,768 \cdot \ln(\text{Re}_y \cdot \sqrt{c_F}) + \frac{B}{\sqrt{2}} - 2,38 + 1,326 \cdot \frac{v_s}{v \text{Re}_y^2} \frac{(y_n - y_{n+1}) \cdot (y_n + y_{n+1})^3}{y_n^3} \left(\frac{32,527}{c_F^{\frac{3}{2}} \cdot \text{Re}_y} - \frac{1}{c_F} \right) \quad (7.30)$$

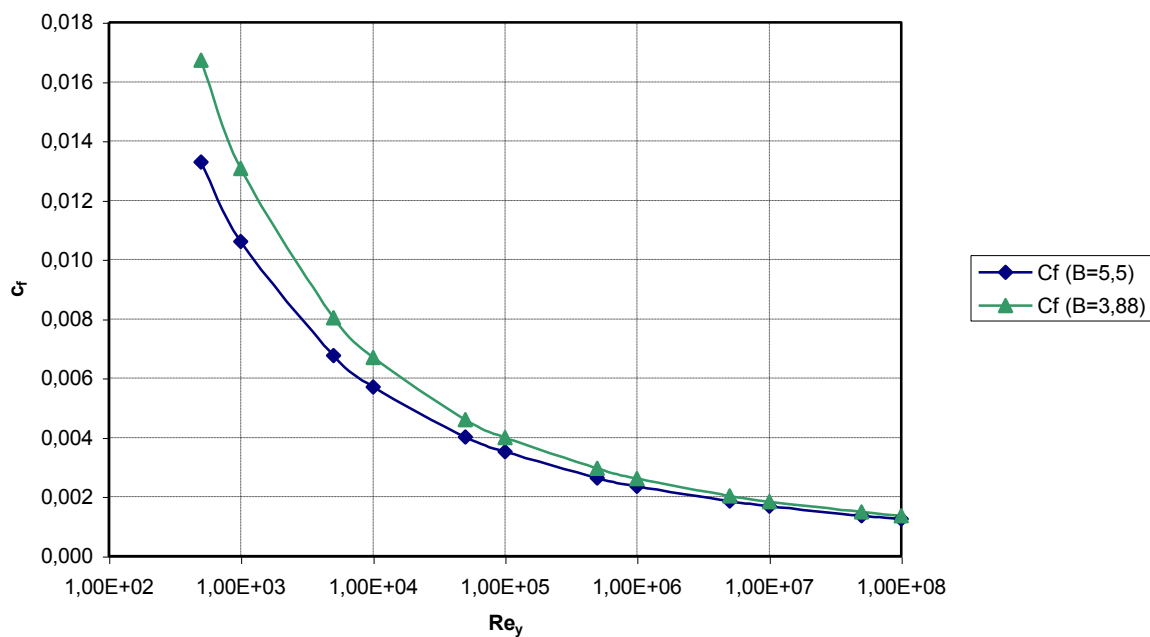
Podczas wyprowadzania zależności założono istnienie ujemnego gradientu ciśnienia (7.10). Dla dodatniego gradientu ciśnienia, zakładając brak oderwania, oraz brak przepływu wstecznego równanie (7.30) przyjmie postać:

$$\frac{1}{\sqrt{c_F}} = 1,768 \cdot \ln(\text{Re}_y \cdot \sqrt{c_F}) + \frac{B}{\sqrt{2}} - 2,38 + 1,326 \cdot \frac{v_s}{v \text{Re}_y^2} \frac{|y_n - y_{n+1}| \cdot (y_n + y_{n+1})^3}{y_n^3} \left(\frac{32,527}{c_F^{\frac{3}{2}} \cdot \text{Re}_y} - \frac{1}{c_F} \right) \quad (7.31)$$

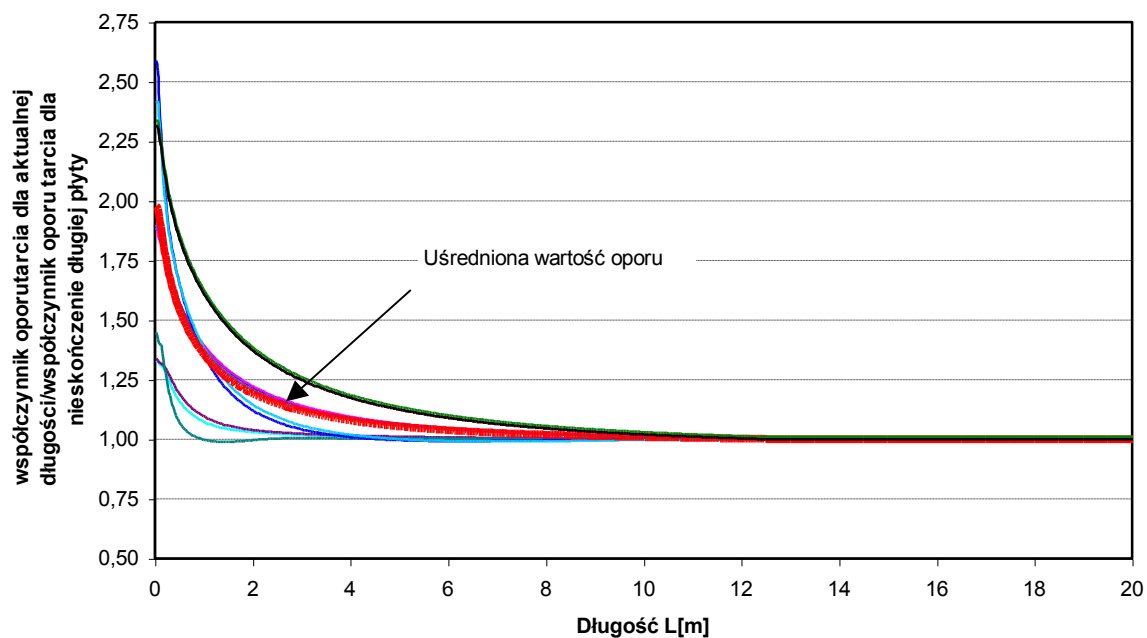
W równaniu (7.31) uwzględniono dodatni i ujemny gradient ciśnienia.

Współczynnik B we wzorze (7.31) zawiera się w przedziale $B < 3,88; 5,5 >$ [31], [49]. Na rysunku 7.4 przedstawiono zależność współczynnika oporu tarcia c_F od liczby Reynoldsa dla skrajnych wartości B dla płaskiej płyty. Wyniki różnią się dla małych liczb Reynoldsa o około 26% dla dużych liczb Reynoldsa około 8%. Przy wyprowadzaniu wzoru założono niezmiennosc współczynnika oporu tarcia lepkiego w zależności od długości kształtu. Po analizach komputerowych przepływu okazało się, że współczynnik tarcia zależy od długości kształtu (rys. 7.5). Należy to tłumaczyć tym, że warstwa przyścienna jest na początku płyty tworzona i rozwija się wzdłuż kierunku przepływu. Przedstawione obliczenia numeryczne dotyczą ustalonej liczby Reynoldsa, odniesionej do głębokości (7.25), zmieniano prędkość

przepływu oraz głębokość kanału. Poszczególne krzywe (rys. 7.5) odpowiadają jednej wartości Re i różnym wartościom prędkości oraz głębokości.



Rys. 7.4. Zależność współczynnika tarcia lepkiego c_f od liczby Reynoldsa dla wartości $B < 3,88; 5,5 >$ wg zależności (7.31) dla płaskiej płyty



Rys. 7.5. Wpływ długości płyty na współczynnik oporu tarcia w odniesieniu do współczynnika oporu tarcia dla nieskończonej długości płyty

Dla tak wyznaczonych krzywych uśredniono wartość oporu, następnie wyznaczono współczynnik B do wzoru (7.31) tak, aby wartości otrzymane ze wzorów pokrywały się z wartością uśrednioną. Przyjęto B tak by punkty wyznaczone ze wzoru (7.31) pokrywały się najlepiej w przedziale od 3 do 8 m długości płyty, co odpowiada długości modeli barek. Wartość współczynnika B wynosi 4,328. Dla kształtów dłuższych niż 12 m. Przyjęto B=5,5.

Na podstawie przyjętych wartości współczynnika B powstały wzory określające współczynnik tarcia lepkiego, dla kształtów długich (skala rzeczywista barki), dla obiektów krótkich (model).

Dla statku:

$$\frac{1}{\sqrt{c_F}} = 1,768 \cdot \ln(\text{Re}_y \cdot \sqrt{c_F}) + 1,509 + 1,326 \cdot \frac{v_s}{v \text{Re}_y^2} \frac{|y_n - y_{n+1}| \cdot (y_n + y_{n+1})^3}{y_n^3} \left(\frac{32,527}{c_F^{\frac{3}{2}} \cdot \text{Re}_y} - \frac{1}{c_F} \right) \quad (7.32)$$

Dla modelu:

$$\frac{1}{\sqrt{c_F}} = 1,768 \cdot \ln(\text{Re}_y \cdot \sqrt{c_F}) + 0,680 + 1,326 \cdot \frac{v_s}{v \text{Re}_y^2} \frac{|y_n - y_{n+1}| \cdot (y_n + y_{n+1})^3}{y_n^3} \left(\frac{32,527}{c_F^{\frac{3}{2}} \cdot \text{Re}_y} - \frac{1}{c_F} \right) \quad (7.33)$$

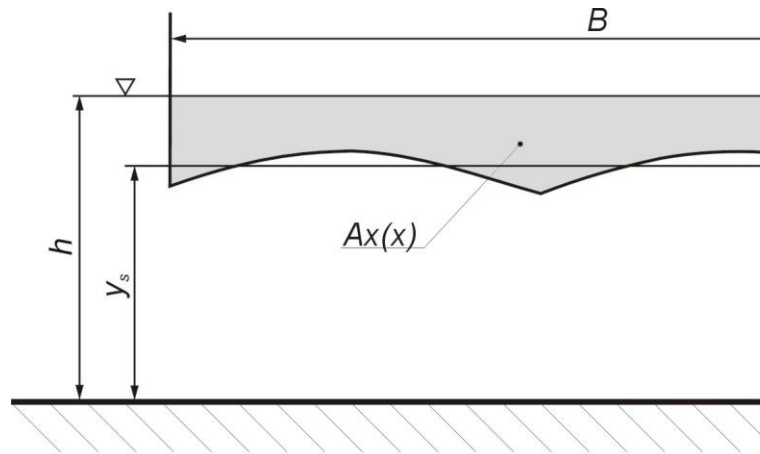
gdzie liczba Reynoldsa liczona jest do odległości dna kształtu od dna drogi wodnej (7.25). W załączniku B przedstawiono analizę wymiarową wzorów (7.32), (7.33), które mają miejsca zerowe dla każdej wartości dodatniej parametrów przepływu.

7.2.1. Zasady obliczeń

Dowolny przestrzenny kształt barki dla której chcemy wyznaczyć współczynnik oporu tarcia lepkiego musimy sprowadzić do kształtu płaskiego. Pierwszą czynnością jest wyznaczenie dla każdego wręgu średniej odległości kadłuba od dna drogi wodnej (rys. 7.6) z zależności:

$$y_s = h - \frac{Ax(x)}{B} \quad (7.34)$$

W przypadku towarowych statków śródlądowych dno zazwyczaj jest płaskie zatem stosowanie wzoru odnosi się do części rufowej i części dziobowej. Otrzymujemy w ten sposób z pełnego trójwymiarowego kształtu, uśredniony kształt dwuwymiarowy.

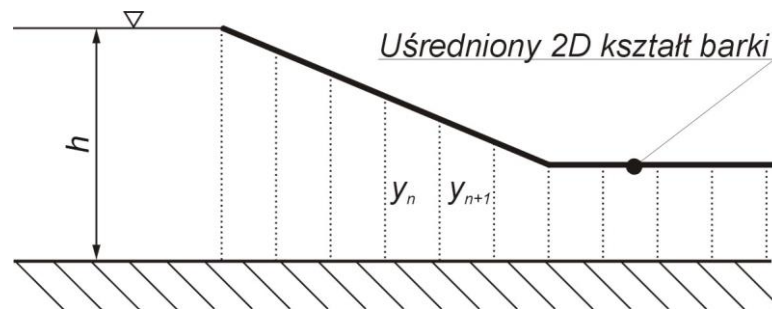


Rys. 7.6. Wręg barki do płaszczyzny symetrii i jego średnia odległość od dna drogi wodnej

Na tak przygotowanym dwuwymiarowym kształcie można wyznaczyć współczynnik oporu tarcia lepkiego. Sposób wyznaczenia współczynnika można podzielić na trzy zasadnicze etapy:

I etap. Podział kształtu w kierunku przepływu na jednakowej długości przedziały (rys. 7.7), oraz wyznaczenie odległości y_n dna drogi wodnej od dna kształtu na granicach przedziałów. Jeśli różna jest odległość na granicach przedziałów, dodatkowo wyznaczamy średnią odległość dla przedziału z zależności:

$$y = \frac{y_n + y_{n+1}}{2} \quad (7.35)$$



Rys. 7.7. Część dziobowa barki z oznaczonymi przedziałami

II etap. Wyznaczenie dla każdego przedziału liczby Reynoldsa wg zależności:

$$\text{Re}_y = \frac{y \cdot V_s}{\nu} \quad (7.36)$$

gdzie y obliczony z zależności (7.35)

Dla tak wyznaczonych liczb Reynoldsa dla każdego przedziału wyznaczamy lokalny współczynnik oporu. Do wyznaczenia stosujemy odpowiedni wzór w zależności czy jest to model (7.33) czy obiekt rzeczywisty (7.32).

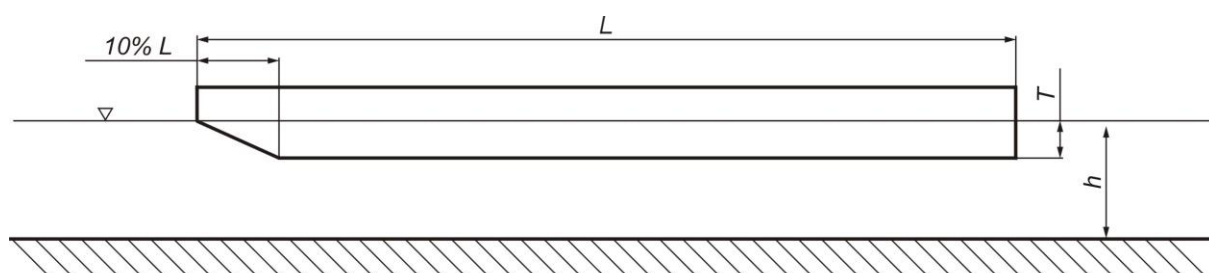
III etap. Wyznaczenie całkowitego współczynnika tarcia lepkiego.

Mając wyznaczone lokalne współczynniki tarcia lepkiego wyznaczamy całkowity współczynnik jako sumę lokalnych współczynników oporu lepkości do liczby przedziałów:

$$C_f = \frac{\sum_{i=1}^n c_{f_i}}{n} \quad (7.37)$$

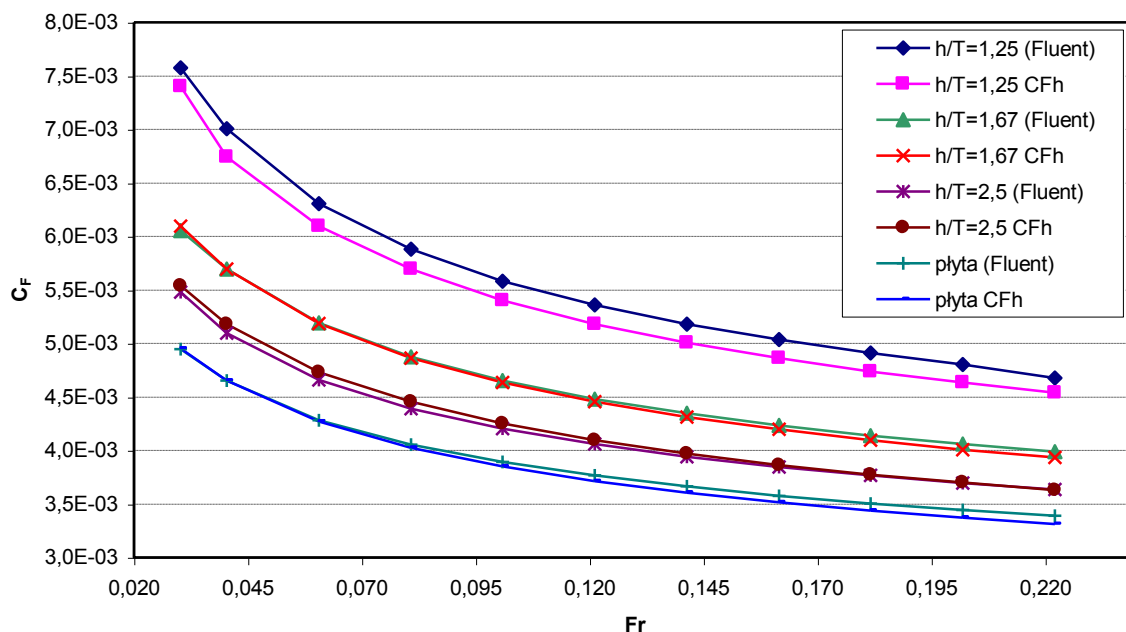
7.2.2. Sprawdzenie wzorów

W celu sprawdzenia wzorów (7.32), (7.33) wykonano obliczenia numeryczne systemem FLUENT dla hipotetycznego kształtu (rys. 7.8).

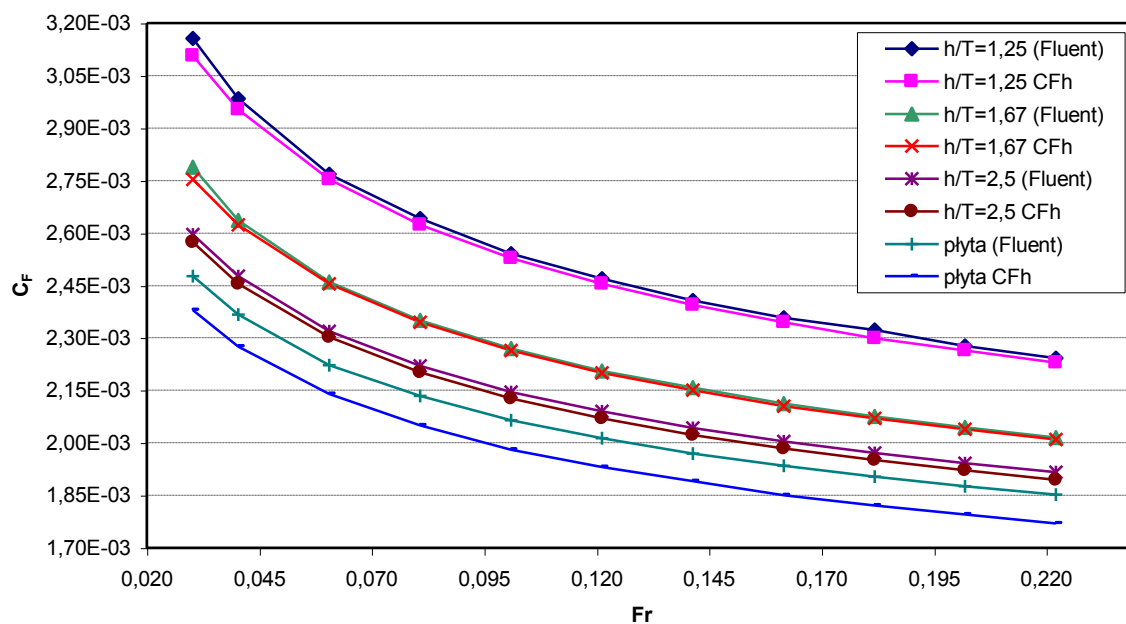


Rys. 7.8. Kształt hipotetyczny przygotowany do sprawdzenia zależności (7.32), (7.33)

Wykonano obliczenia współczynnika oporu tarcia dla obiektu rzeczywistego, dla którego długość $L=100$ m z zależności (7.32) oraz FLUENT i dla modelu o długości $L=4$ m z zależność (7.33) oraz FLUENT. Obliczenia obejmowały $h/T=1,25$, $h/T=1,67$, $h/T=2,5$. dodatkowo obliczenia dotyczyły płaskiej płyty. Wyniki zestawiono na wykresach (rys. 7.9) dla modelu, (rys. 7.10) dla statku. Na wykresach przedstawiono zależność współczynnika oporu od liczby Froude'a. Zakres liczby Froude'a przyjęto dla maksymalnych i minimalnych stosowanych prędkości pływania. Długość statku odpowiada rzeczywistym długościom zestawów pchanych, np. zestaw INBAT 118 m. Długość modelu przyjęto jako 4 m, co odpowiada klasycznym modelom stosowanym w badaniu modelowym. Nie chodziło tu o przyjęcie dokładnych długości stosowanych modeli, a o sprawdzenie wzoru. Dla modelu (rys. 7.9) największe różnice występują dla $h/T=1,25$ i dochodzą do 3%, pozostałe krzywe pokrywają się. Dla statku największe różnice dotyczą płaskiej płyty i osiągają wartość 5% (rys. 7.10).

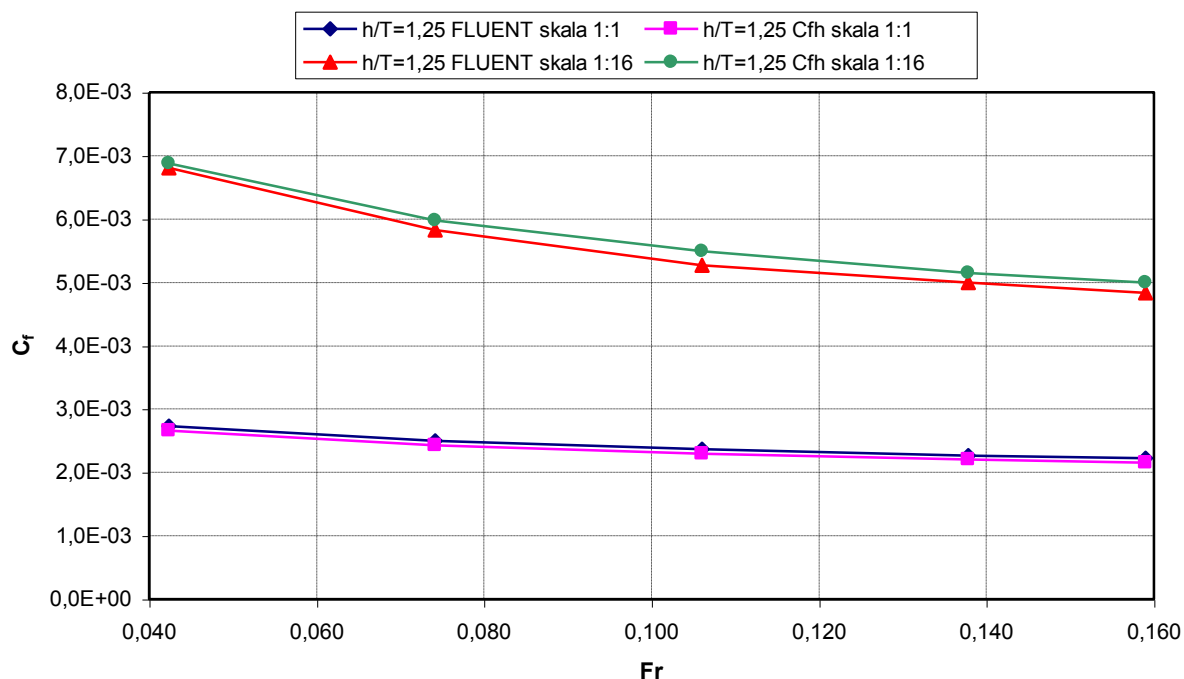


Rys. 7.9. Porównanie sposobu wyznaczania oporu tarcia wg (7.32), (7.33) i obliczeń systemem FLUENT – kształt hipotetyczny – model L=4m

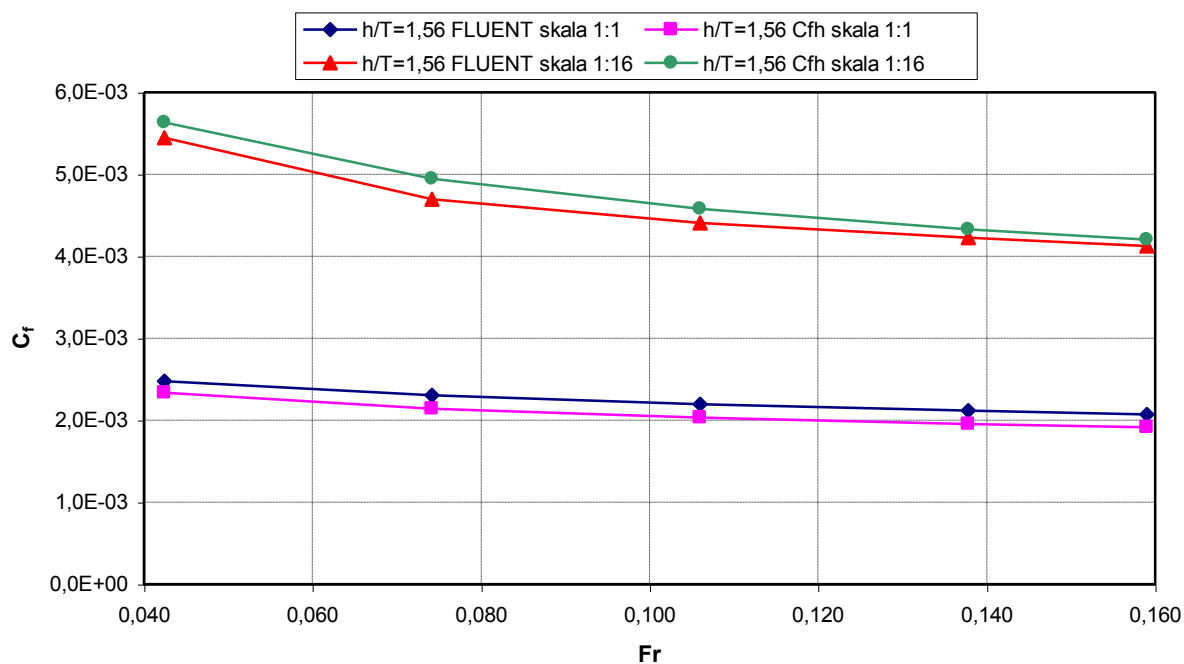


Rys. 7.10. Porównanie sposobu wyznaczania oporu tarcia wg (7.32), (7.33) i obliczeń systemem FLUENT – kształt hipotetyczny – statek L=100m

Po przetestowaniu wzorów (7.32), (7.33) dla hipotetycznego kształtu przyjęto do obliczeń kształt rzeczywisty OBM. Obliczenia dotyczyły $h/T=1,25$ oraz $h/T=1,56$, wyniki zestawiono na wykresach (rys. 7.11) (OBM $h/T=1,25$) oraz (rys 7.12) (OBM $h/T=1,56$).



Rys. 7.11. Porównanie sposobu wyznaczania oporu tarcia wg (7.32), (7.33) i obliczeń systemem FLUENT – kształt OBM $h/T=1,25$



Rys. 7.12. Porównanie sposobu wyznaczania oporu tarcia wg (7.32), (7.33) i obliczeń systemem FLUENT – kształt OBM $h/T=1,56$

Wyniki obliczeń numerycznych dla kształtu hipotetycznego i dla rzeczywistego OBM wykazują bardzo dobrą zgodność z proponowaną zależnością (7.32) i (7.33) na wyznaczanie

współczynnika oporu wg zależności. Na potrzeby dalszych analiz wzory te nazwano zależnością c_{Fh} .

7.2.3. Zalety i wady zależności

Podany sposób wyznaczania współczynnika oporu na ograniczonej drodze wodnej uwzględnia:

- głębokość drogi wodnej h ,
- zanurzenie T ,
- występowanie ujemnego i dodatniego gradientu ciśnienia,
- pseudo rzeczywisty kształt opływany,
- wpływ długości kształtu na współczynnik oporu.

Nie uwzględnia się tu:

- W pełni trójwymiarowego opływu – szerokości kształtu.

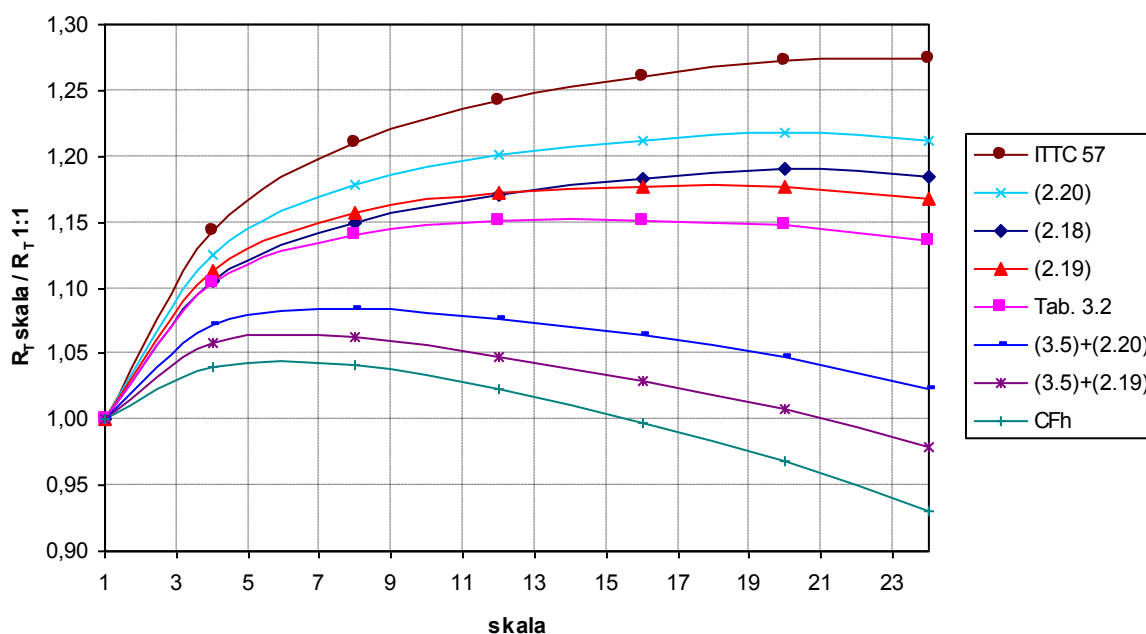
Trudności w wyznaczaniu współczynnika tarcia mogą się pojawić gdy kształt ma krawędzie zaokrąglone. Przyjęcie zbyt dużych przedziałów prowadzi do „wyprostowania” kształtu, należy zaznaczyć, że im więcej przedziałów, tym dokładniejsze wyznaczenie współczynnika tarcia lepkiego.

7.2.4. Zastosowanie zależności c_{Fh} wyznaczania współczynnika oporu lepkiego do analizy oporowej metodą Froude'a

Wykonano serię obliczeń systemem FLUENT dla OBM w skalach: 1:1, 1:4, 1:8, 1:12, 1:16, 1:20 i 1:24 oraz dla BM Duisburg w skalach 1:1, 1:6, 1:12, 1:16. Obliczenia OBM dotyczyły $h = 2,0$ m i $T = 1,6$ m ($h/T = 1,25$) oraz $h = 2,5$ m i $T = 1,6$ m ($h/T = 1,56$), zaś obliczenia BM Duisburg $h = 3,5$ m i $T = 2,5$ m ($h/T = 1,4$). Głębokości i zanurzenia podano dla skali 1:1. Do analizy zastosowano klasyczną metodę Froude'a, w której współczynnik oporu tarcia płaskiej liczony wg (2.14), a współczynnik kształtu wg (2.19), (2.20), (3.5)+(2.19), (3.5)+(2.20) (tab. 3.2). Dodatkowo przeprowadzono przeliczenia oporu stosując wyprowadzoną zależność c_{Fh} (7.32), (7.33), w połączeniu z metodą Froude'a. Współczynnik oporu całkowitego statku liczono wg zależności:

$$c_{TS} = c_{TM} + (c_{FhS} - c_{FhM}) \quad (7.38)$$

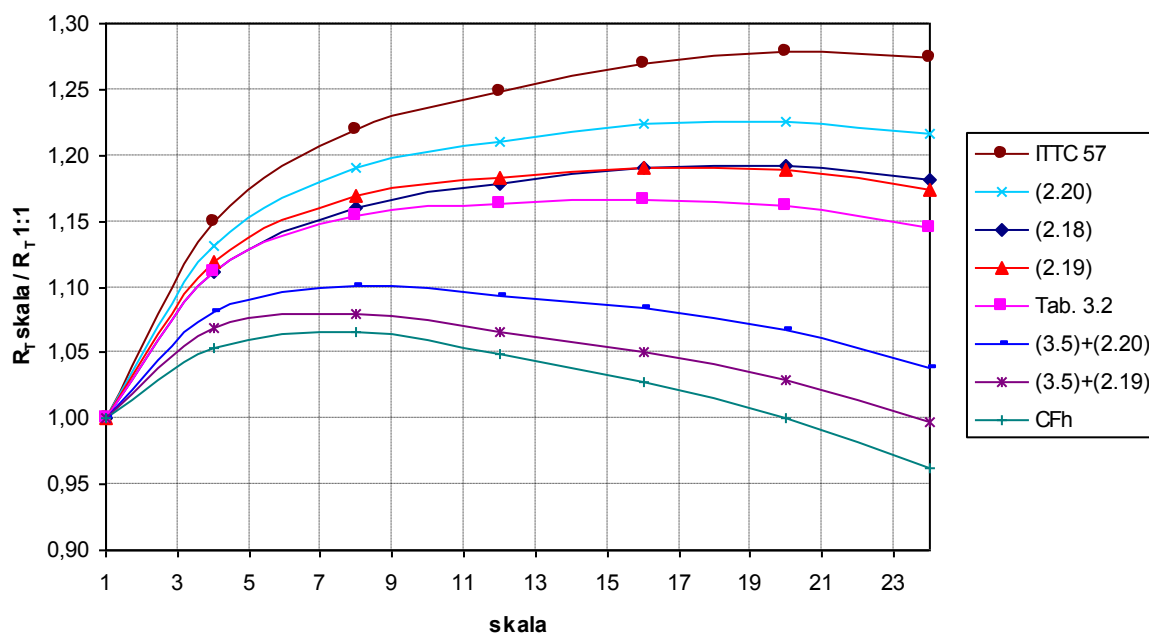
Wykresy przedstawiają zależność przeliczonego oporu metodą Froude'a z modelu na obiekt rzeczywisty, odniesionego do rzeczywistej siły oporu barki w skali 1:1, w zależności od skali. Wartość siły oporu dla poszczególnych skal wyznaczano systemem FLUENT.



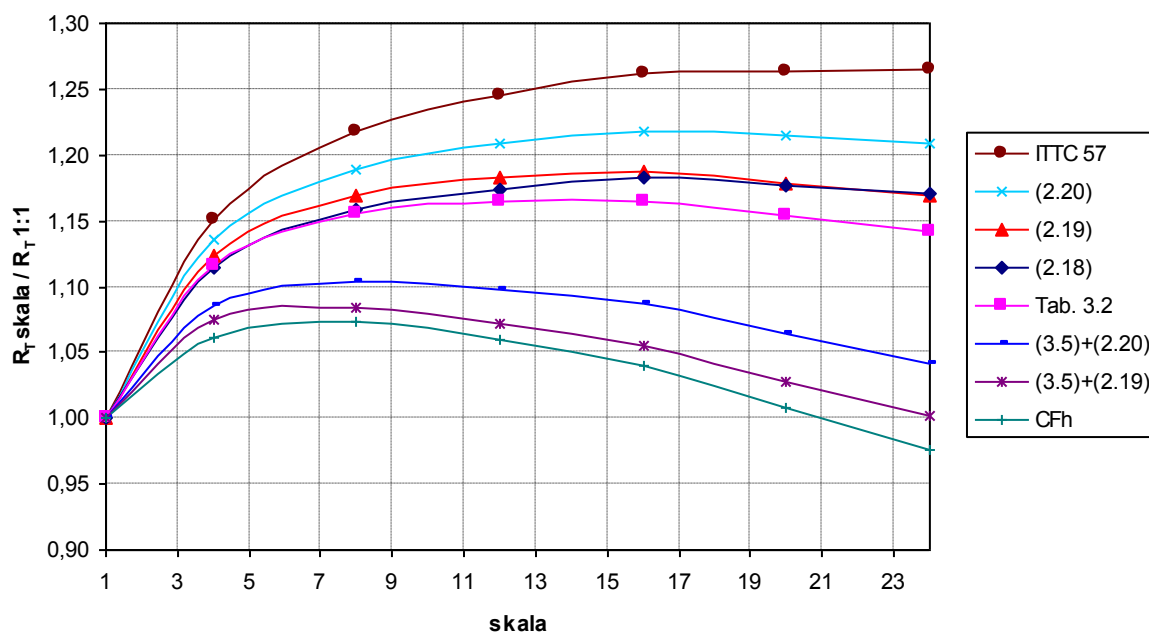
Rys. 7.13. Zależność przeliczonego oporu metodą Froude'a z modelu na obiekt rzeczywisty odniesionego do rzeczywistej siły oporu barki w skali 1:1, w zależności od skali - OBM $h=2,0$ m $T=1,6$ m $V_s=5$ km/h $h/T=1,25$

Idealnym przypadkiem jest gdy dla każdej skali modelu krzywa przyjmuje wartości 1, co oznacza że dla każdej skali modelu przeliczona siła na obiekt rzeczywisty jest bezbłędna.

Na wykresach (rys 7.13 do 7.25) przedstawiono też przeliczenia z uwzględnieniem współczynnika kształtu wg (2.18), gdzie współczynnik kształtu jest liczony jako stosunek

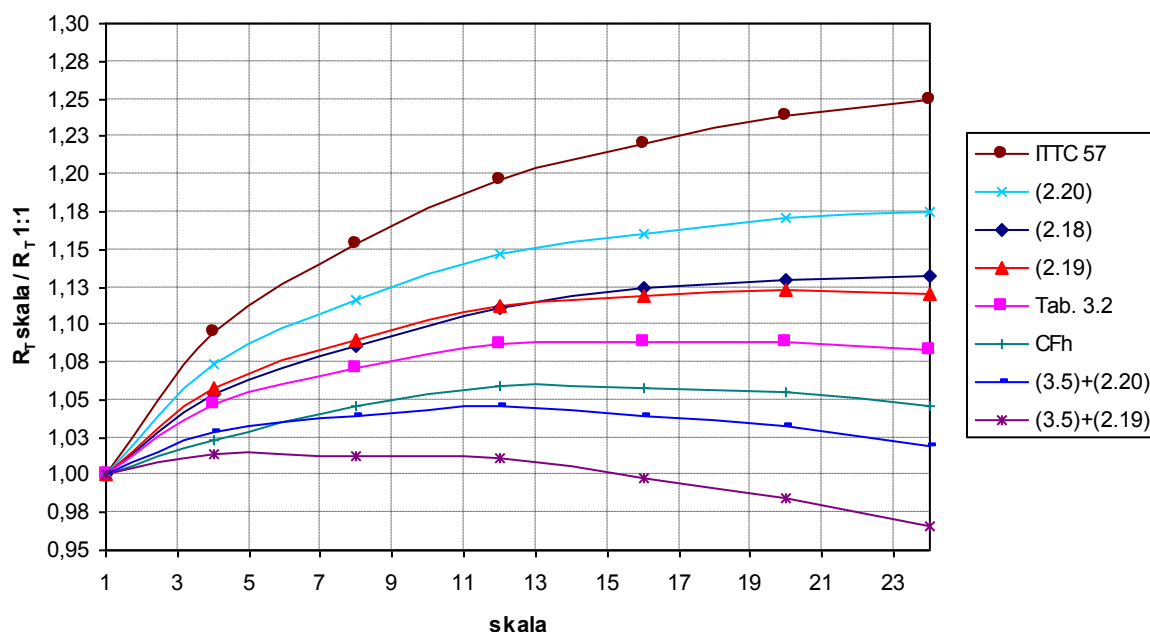


Rys. 7.14. Zależność przeliczonego oporu metodą Froude'a z modelu na obiekt rzeczywisty odniesionego do rzeczywistej siły oporu barki w skali 1:1, w zależności od skali - OBM $h=2,0\text{m}$ $T=1,6\text{m}$ $V_s=7\text{km/h}$ $h/T=1,25$

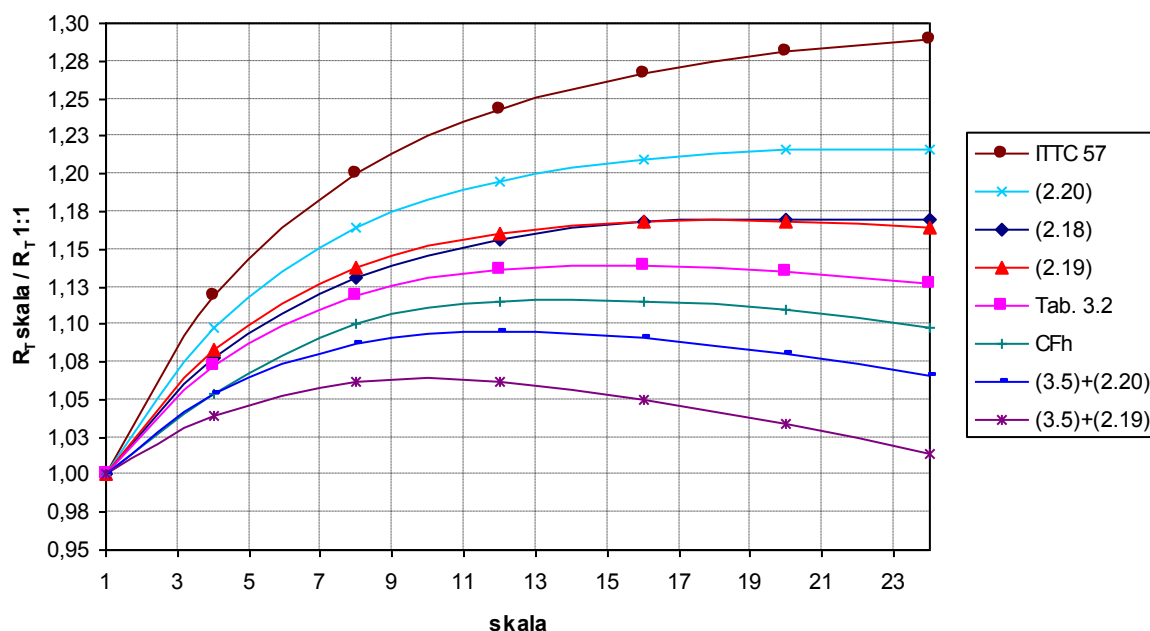


Rys. 7.15. Zależność przeliczonego oporu metodą Froude'a z modelu na obiekt rzeczywisty odniesionego do rzeczywistej siły oporu barki w skali 1:1, w zależności od skali - OBM $h=2,0\text{m}$ $T=1,6\text{m}$ $V_s=9\text{km/h}$ $h/T=1,25$

współczynnika oporu tarcia lepkiego kształtu (FLUENT) do współczynnika liczonego wg ITTC57 (2.14). Uzyskanie współczynnika oporu tarcia lepkiego kadłuba umożliwiając

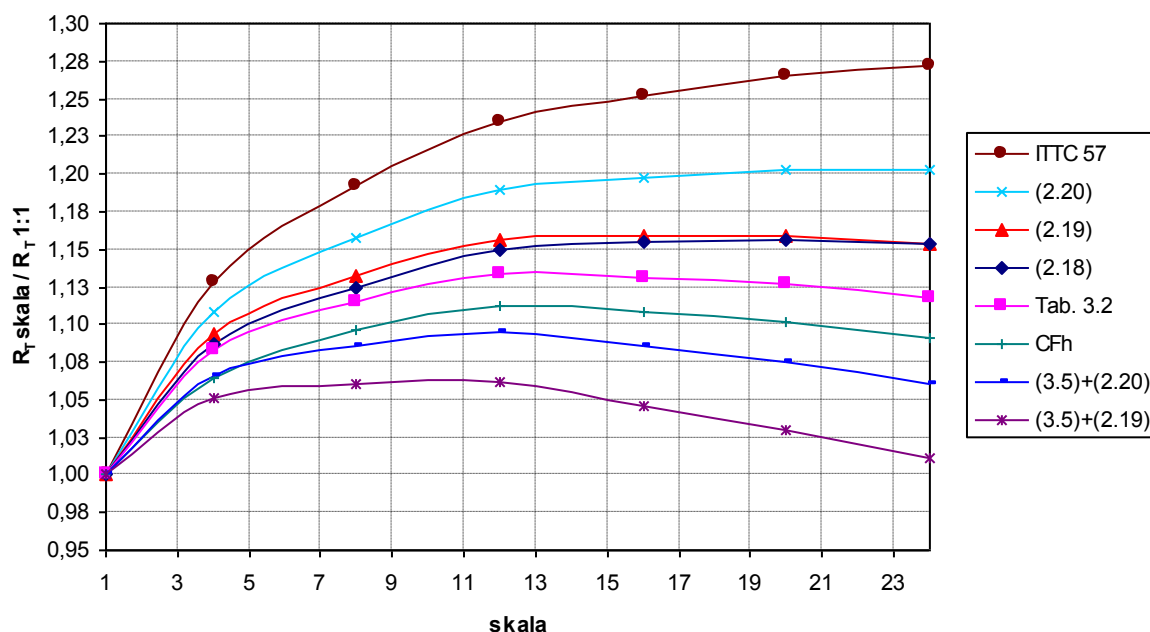


Rys. 7.16. Zależność przeliczonego oporu metodą Froude'a z modelu na obiekt rzeczywisty odniesionego do rzeczywistej siły oporu barki w skali 1:1, w zależności od skali - OBM h=2,5m T=1,6m Vs=5km/h h/T=1,56

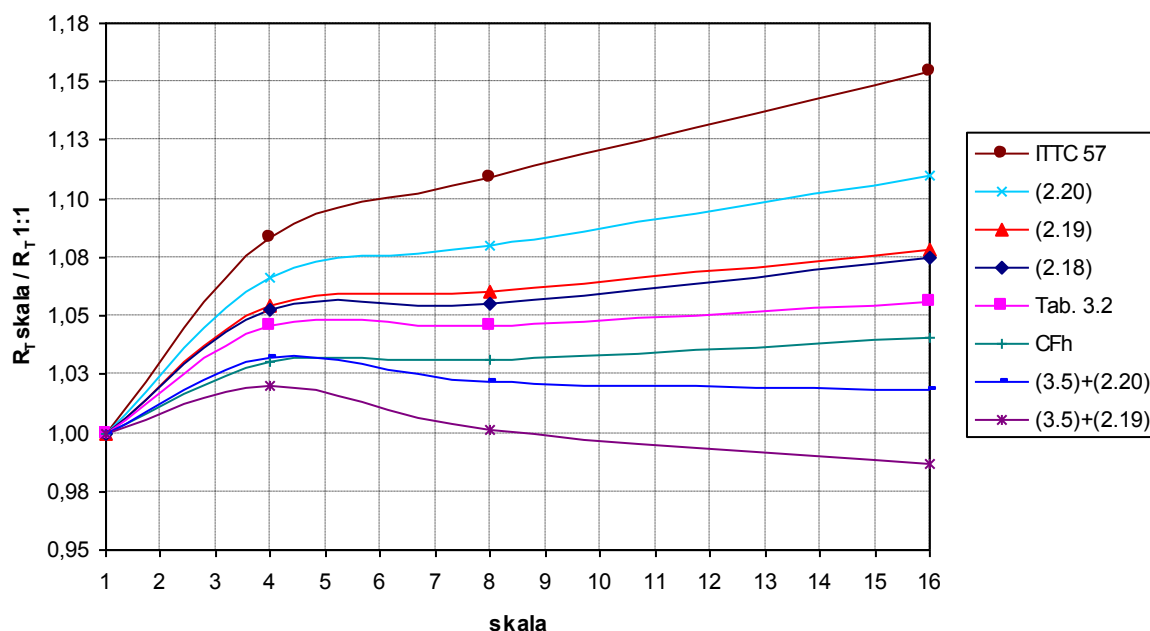


Rys. 7.17. Zależność przeliczonego oporu metodą Froude'a z modelu na obiekt rzeczywisty odniesionego do rzeczywistej siły oporu barki w skali 1:1, w zależności od skali - OBM h=2,5m T=1,6m Vs=7km/h h/T=1,56

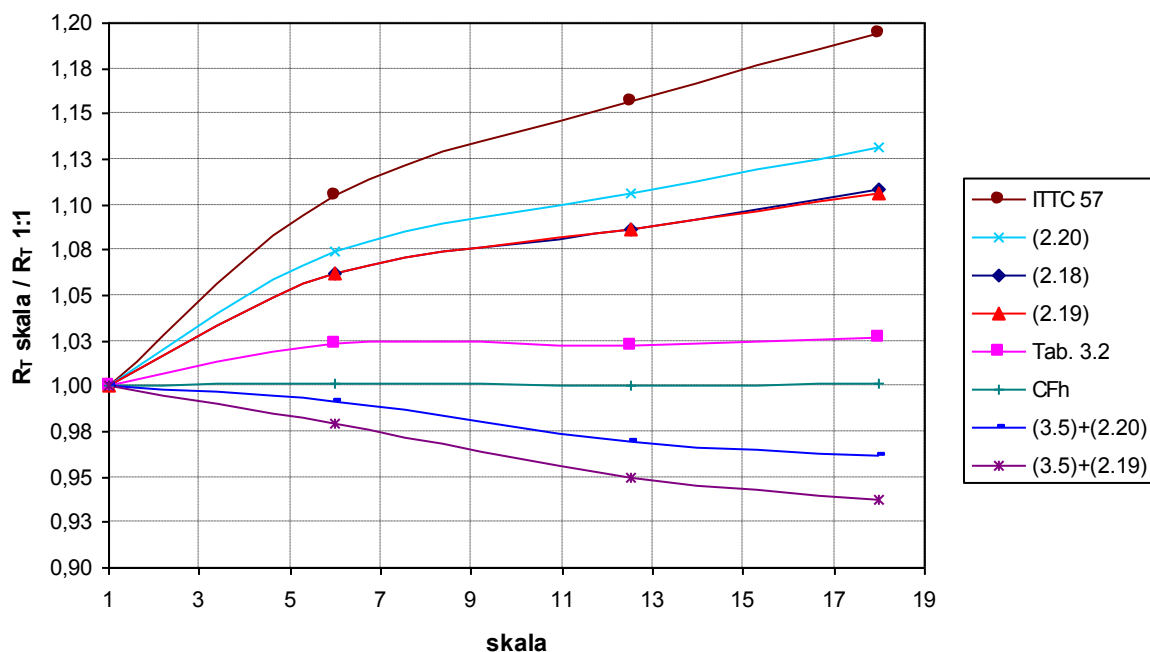
obliczenia numeryczne systemem FLUENT, w którym całkowity opór jest przedstawiony jako suma oporu sił normalnych i stycznych do powierzchni.



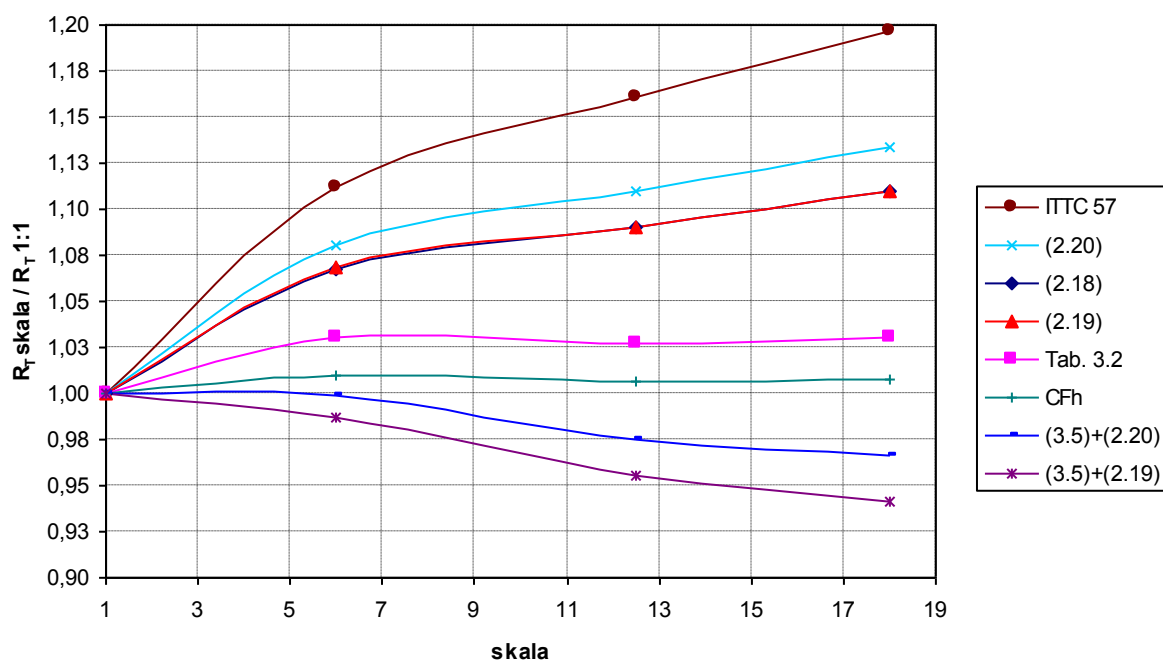
Rys. 7.18. Zależność przeliczonego oporu metodą Froude'a z modelu na obiekt rzeczywisty odniesionego do rzeczywistej siły oporu barki w skali 1:1, w zależności od skali - OBM $h=2,5\text{m}$ $T=1,6\text{m}$ $V_s=9\text{km/h}$ $h/T=1,56$



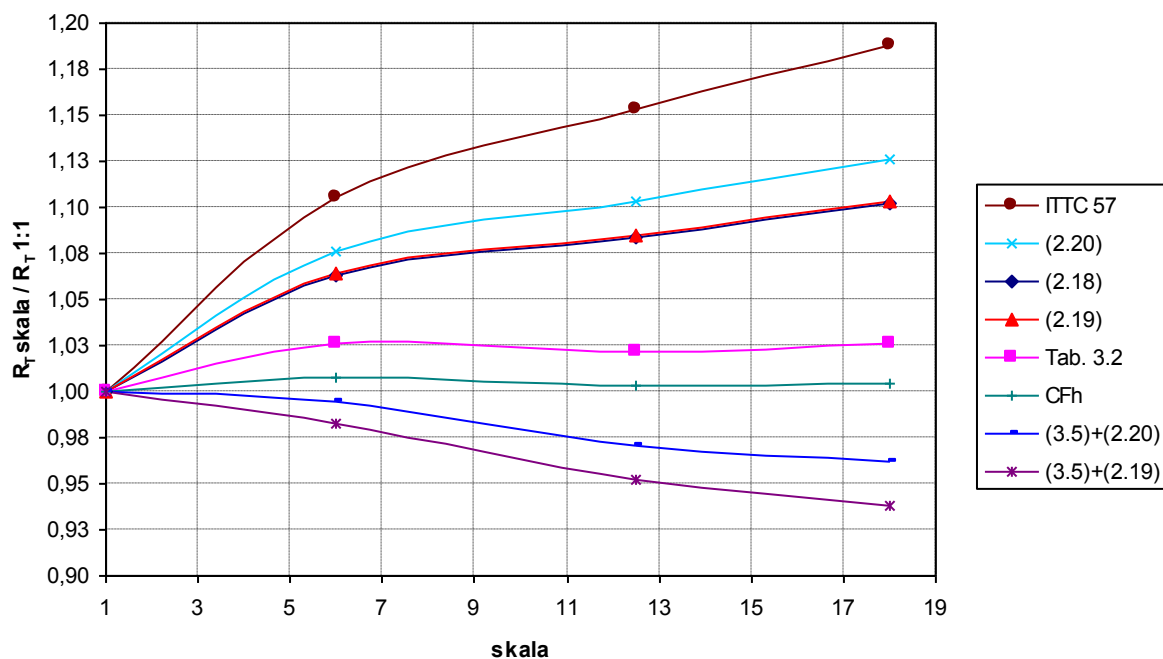
Rys. 7.19. Zależność przeliczonego oporu metodą Froude'a z modelu na obiekt rzeczywisty odniesionego do rzeczywistej siły oporu barki w skali 1:1, w zależności od skali - OBM $h=2,5\text{m}$ $T=1,6\text{m}$ $V_s=12\text{km/h}$ $h/T=1,56$



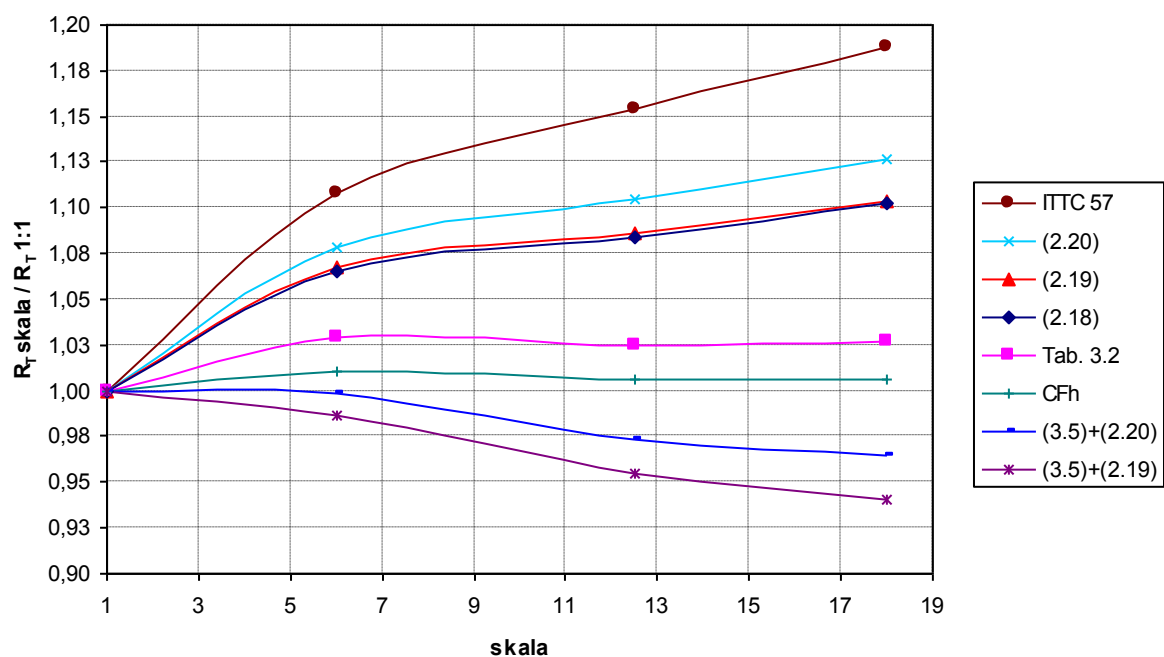
Rys. 7.20. Zależność przeliczonego oporu metodą Froude'a z modelu na obiekt rzeczywisty odniesionego do rzeczywistej siły oporu barki w skali 1:1, w zależności od skali - BM Duisburg $h=3.5\text{m}$ $T=2.5\text{m}$ $v=10\text{km/h}$
 $h/T=1.4$



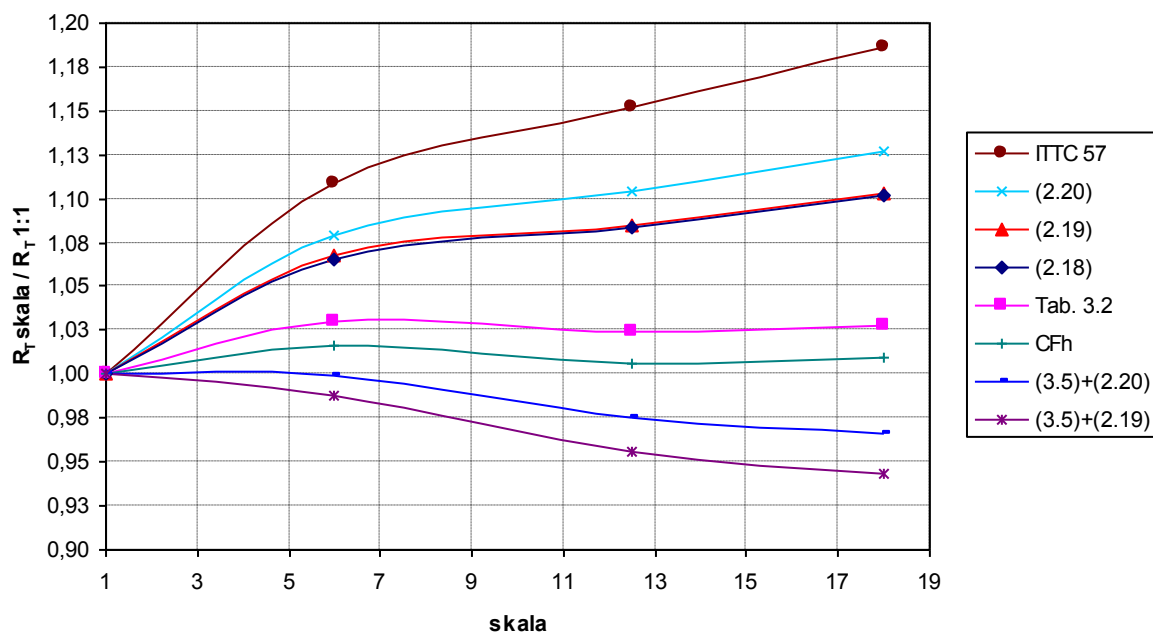
Rys. 7.21. Zależność przeliczonego oporu metodą Froude'a z modelu na obiekt rzeczywisty odniesionego do rzeczywistej siły oporu barki w skali 1:1, w zależności od skali - BM Duisburg $h=3.5\text{m}$ $T=2.5\text{m}$ $v=11\text{km/h}$
 $h/T=1.4$



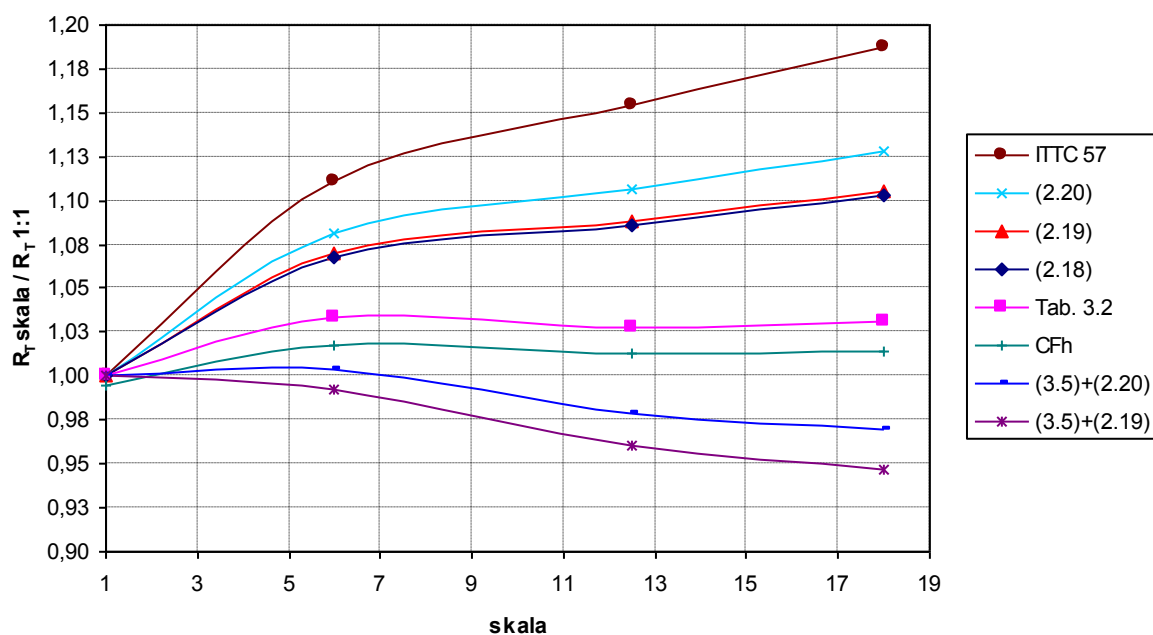
Rys. 7.22. Zależność przeliczonego oporu metodą Froude'a z modelu na obiekt rzeczywisty odniesionego do rzeczywistej siły oporu barki w skali 1:1, w zależności od skali - BM Duisburg $h=3,5\text{m}$ $T=2,5\text{m}$ $v=12\text{km/h}$
 $h/T=1,4$



Rys. 7.23. Zależność przeliczonego oporu metodą Froude'a z modelu na obiekt rzeczywisty odniesionego do rzeczywistej siły oporu barki w skali 1:1, w zależności od skali - BM Duisburg $h=3,5\text{m}$ $T=2,5\text{m}$ $v=13\text{km/h}$
 $h/T=1,4$



Rys. 7.24. Zależność przeliczonego oporu metodą Froude'a z modelu na obiekt rzeczywisty odniesionego do rzeczywistej siły oporu barki w skali 1:1, w zależności od skali - BM Duisburg $h=3.5m$ $T=2.5m$ $v=14km/h$
 $h/T=1.4$



Rys. 7.25. Zależność przeliczonego oporu metodą Froude'a z modelu na obiekt rzeczywisty odniesionego do rzeczywistej siły oporu barki w skali 1:1, w zależności od skali - BM Duisburg $h=3.5m$ $T=2.5m$ $v=15km/h$
 $h/T=1.4$

Wyniki dla OBM dla $h = 2,0$ m i $T = 1,6$ m na (rys. 7.13) pokazują, że do skali modelu 1:16 najlepsze rezultaty osiąga się stosując zależność c_{Fh} (7.32), (7.33) w metodzie Froude'a (7.38), powyżej 1:16 stosując współczynnik kształtu wg (3.5)+(2.19) w klasycznej metodzie Froude'a (2.11). W przypadku większej prędkości pływania (rys. 7.14) i (rys. 7.15) do skali modelu 1:20 najlepsze wyniki osiąga się dla zależności c_{Fh} , powyżej 1:20 dla współczynnika kształtu wg (3.5)+(2.19). W przypadku OBM dla $h = 2,5$ m i $T = 1,6$ m, najlepsze wyniki dla każdej prędkości pływania (rys 7.16 do 7.19) osiąga się dla współczynnika kształtu wg (3.5)+(2.19). Zależność c_{Fh} , jest trzecia w kolejności. Dla BM Duisburg dla $h = 3,5$ m i $T = 2,5$ m dla najmniejszej prędkości (rys. 7.20) najlepsze wyniki daje zależność c_{Fh} , dla większych prędkości (rys. 7.21) do (rys. 7.25) zależność c_{Fh} daje najlepsze wyniki dla skali 1:12 i 1:18. Dla skali 1:6 najlepsze wyniki daje dla współczynnik kształtu wg (3.5)+(2.20). Zależność c_{Fh} daje bardzo dobre wyniki dla małych $h/T=1,25$ i $h/T=1,4$. W przypadku $h/T=1,56$ wyniki są zbliżone do wyników wg obecnie stosowanych metod. Odnosnie współczynnika kształtu liczonego wg (3.5)+(2.19) (rozdz. 4), tak wyznaczany współczynnik kształtu dawał nieprawdziwe wyniki. Należy więc stosować go z pewnym dystansem.

Główną zaletą zastosowanej tu zależności c_{Fh} , w metodzie Froude'a (7.38) jest brak konieczności stosowania współczynników kształtu, które nie zawsze dają poprawne wyniki (rys. 4.13) do (rys. 4.16). Natomiast przeliczenie oporu z modelu na obiekt rzeczywisty stosując zależność c_{Fh} daje poprawne wyniki. Przybliżenie współczynnika lepkości zależnościami dla przepływu 2D jest lepsze niż stosowanie wzorów dla płaskiej płyty.

Przeliczenie oporu wg (2.18) nie daje wyników najlepszych mimo że teoretycznie tak powinno być. Wynika stąd że wyznaczenie oporu całkowitego metodą CFD jest poprawne co pokazują porównanie z wynikami doświadczalnymi (rozdz. 6). Problemem jest podział oporu na opór styczny i normalny uzyskiwany w obliczeniach CFD, co nie jest jednoznaczne z podziałem na opór tarcia lepkiego i resztowy.

Zależność c_{Fh} w połączeniu z klasyczną metodą Froude'a (7.38) daje najlepsze wyniki dla wody płytkiej (tab. 3.1) $h/T=1,25$ (rys. 7.13) do (rys. 7.15), $h/T=1,4$ (rys. 7.20) do (rys. 7.25), co było jej celem. Dla wody średnio głębokiej (tab. 3.1) $h/T=1,56$ (rys. 7.16) do (rys. 7.19) wyniki przy zastosowaniu zależności c_{Fh} są podobne do stosowanych obecnie metod.

8. Współczynnik kształtu

Po obliczeniach opływu kadłuba w systemie FLUENT otrzymano siłę oporu całkowitego oraz jej rozkład na siłę styczną i normalną do powierzchni kadłuba barki. Na tej podstawie wyznaczono współczynnik kształtu wg zależności (2.18), gdzie c_v liczono za pomocą siły oporu lepkiego, wyznaczonego w systemie FLUENT, natomiast c_{FO} korzystając z (2.14). Dodatkowo dla porównania wartości współczynnika kształtu wyznaczono wg wzorów (2.19), (2.20), (3.5)+(2.19) oraz (3.5)+(2.20). Współczynnik kształtu (2.18) zależy od prędkości pływania, natomiast pozostałe tylko od wielkości geometrycznych barek.

8.1. OBM – współczynnik kształtu

Tabela 8.1 zawiera zestawienie współczynników kształtu dla OBM. Wyniki przedstawiono dla $h=2,0$ m i $T=1,6$ m, oraz dla $h=2,5$ m i $T=1,6$ m. Według zależności (2.18) współczynnik kształtu dla obu głębokości drogi wodnej rośnie wraz ze wzrostem prędkości pływania. Różnica między współczynnikami kształtu dla najmniejszej i największej prędkości (2.18) dla głębokości $h=2,0$ m wynosi 3,5%, natomiast dla $h=2,5$ m jest to 3,3%.

Tabela 8.1 Współczynniki kształtu dla OBM

h=2,0 T=1,6					CB=0,878	CB _D =0,937
Vm	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀
m/s	(2.18)	(2.19)	(2.20)	(3.5)+(2.19)	(3.5)+(2.20)	Tab. 3.2
0,417	1,15	1,25	1,15	1,69	1,58	1,41
0,556	1,16					
0,695	1,18					
0,764	1,18					
0,833	1,19					
h=2,5 T=1,6					CB=0,878	CB _D =0,937
Vm	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀
m/s	(2.18)	(2.19)	(2.20)	(3.5)+(2.19)	(3.5)+(2.20)	Tab. 3.2
0,417	1,22	1,25	1,15	1,55	1,44	1,31
0,556	1,23					
0,695	1,24					
0,764	1,25					
0,833	1,25					
0,903	1,26					
1,042	1,26					

Współczynnik kształtu (2.19) i (2.20) jest dokładnie taki jak dla $h=2,0$ m i $h=2,5$ m, co wynika z ich definicji. Różnica między skrajnymi wartościami współczynnika kształtu liczonego wg wzoru (2.20) i (3.5)+(2.19) dla $h=2,0$ m wynosi 47%, natomiast dla $h=2,5$ m 34,8%.

8.2. SFKO – współczynnik kształtu

Tabela 8.2 zawiera zestawienie współczynników kształtu dla barki SFKO. Wyniki przedstawiono dla dwóch głębokości drogi wodnej $h = 2,0$ m i $h = 5,0$ m i dla każdej drogi wodnej po trzy zanurzenia barek: $T = 0,9$ m, $T = 1,4$ m i $T = 1,7$ m.

Tabela 8.2 Współczynniki kształtu dla barki SFKO

h=2,0 T=0,9					CB=0,978	CB _D =0,983
Vm	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀
m/s	(2.18)	(2.19)	(2.20)	(3.5)+(2.19)	(3.5)+(2.20)	Tab. 3.2
0,474	1,04	1,16	1,07	1,32	1,23	1,21
0,592	1,04					
0,71	1,04					
h=2,0 T=1,4					CB=0,976	CB _D =0,978
Vm	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀
m/s	(2.18)	(2.19)	(2.20)	(3.5)+(2.19)	(3.5)+(2.20)	Tab. 3.2
0,474	1,09	1,15	1,08	1,50	1,43	1,34
0,592	1,09					
0,71	1,10					
h=2,0 T=1,7					CB=0,974	CB _D =0,976
Vm	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀
m/s	(2.18)	(2.19)	(2.20)	(3.5)+(2.19)	(3.5)+(2.20)	Tab. 3.2
0,474	0,99	1,15	1,09	1,64	1,58	1,45
0,592	1,00					
0,71	1,00					
h=5,0 T=0,9					CB=0,978	CB _D =0,983
Vm	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀
m/s	(2.18)	(2.19)	(2.20)	(3.5)+(2.19)	(3.5)+(2.20)	Tab. 3.2
0,794	0,95	1,16	1,07	1,19	1,10	1,08
0,936	0,96					
1,123	0,96					
h=5,0 T=1,4					CB=0,976	CB _D =0,978
Vm	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀
m/s	(2.18)	(2.19)	(2.20)	(3.5)+(2.19)	(3.5)+(2.20)	Tab. 3.2
0,794	0,98	1,15	1,08	1,22	1,15	1,10
0,936	0,98					
1,123	0,98					
h=5,0 T=1,7					CB=0,974	CB _D =0,976
Vm	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀
m/s	(2.18)	(2.19)	(2.20)	(3.5)+(2.19)	(3.5)+(2.20)	Tab. 3.2
0,794	1,00	1,15	1,09	1,25	1,19	1,12
0,936	1,01					
1,123	1,01					

Według zależności (2.18) współczynnik kształtu niewiele się zmienia się ze wzrostem prędkości pływania, różnica wynosi poniżej 1%. Nie jest to do końca oczywiste, o ile dla głębokości $h = 5,0$ m ze wzrostem zanurzenia współczynnik kształtu rośnie, to dla $h = 2,0$ m oraz $T = 0,9$ m i $T = 1,4$ m rośnie, a dla $T = 1,7$ m współczynnik kształtu maleje. Wyniki

obliczeń (2.18) znacznie odbiegają od wartości $(1+k_0)$, wyznaczonych na podstawie powszechnie stosowanych formuł przybliżonych. Są przypadki, gdy współczynnik $(1+k_0)$ jest mniejszy od jedności. Podobne wyniki uzyskiwano dla statków morskich [51]. Rozpatrując klasyczne sposoby wyznaczania współczynnika kształtu, podobnie jak dla OBM największe różnice są między współczynnikiem kształtu liczonym wg wzoru (2.20) i (3.5)+(2.19). Różnica między skrajnymi wartościami współczynnika kształtu liczonego wg wzoru (2.20) i (3.5)+(2.19) dla $h=2,0$ m i $T=0,9$ m wynosi 23,4%, dla $h=2,0$ m i $T=1,4$ m – 38,9%, $h=2,0$ m i $T=1,7$ m – 50,5%. Dla głębokości drogi wodnej $h=5,0$ m różnice są mniejsze, przyjmują odpowiednio wartości dla $T=0,9$ m – 11,2%, dla $T=1,4$ m – 13%, dla $T=1,7$ m – 14,7%.

8.3. Kształty Z – współczynnik kształtu

W tabeli 8.3 przedstawiono współczynniki kształtów wyznaczone dla zestawu pchanego z różnymi kształtami dziobu. Zestawy te nazwano wspólną nazwą Z.

Tabela 8.3 Współczynniki kształtu dla kształtów Z

Z1 h=1,2 T=0,9					CB=0,972	CB _D =0,995
Vm	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀
m/s	(2.18)	(2.19)	(2.20)	(3.5)+(2.19)	(3.5)+(2.20)	Tab. 3.2
0,200	0,59	1,10	1,05	1,50	1,45	1,38
0,334	0,59					
0,505	0,62					
Z2 h=1,2 T=0,9					CB=0,967	CB _D =0,990
Vm	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀
m/s	(2.18)	(2.19)	(2.20)	(3.5)+(2.19)	(3.5)+(2.20)	Tab. 3.2
0,200	-	1,10	1,05	1,49	1,45	1,38
0,334	0,77					
0,505	0,80					
Z3 h=1,2 T=0,9					CB=0,965	CB _D =0,988
Vm	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀
m/s	(2.18)	(2.19)	(2.20)	(3.5)+(2.19)	(3.5)+(2.20)	Tab. 3.2
0,200	-	1,10	1,05	1,49	1,45	1,38
0,334	0,82					
0,505	0,84					
Z4 h=1,2 T=0,9					CB=0,968	CB _D =0,991
Vm	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀
m/s	(2.18)	(2.19)	(2.20)	(3.5)+(2.19)	(3.5)+(2.20)	Tab. 3.2
0,200	0,72	1,10	1,05	1,49	1,45	1,38
0,334	0,74					
0,505	0,78					

Wyniki przedstawiono dla $h = 1,2$ m i $T = 0,9$ m, wg zależności (2.18) współczynnik kształtu dla wszystkich przypadków rośnie ze wzrostem prędkości pływania. Jego wartości są poniżej jedności, podobnie jak dla barki SFKO. Współczynnik kształtu liczony ze wzorów przybliżonych nie zależy od kształtu dziobu. Różnica między skrajnymi wartościami współczynnika kształtu liczonego wg wzoru (2.20) i (3.5)+(2.19) dla wszystkich kształtów wynosi 42,9%, z dokładnością do jedności.

8.4. B170 i B170(3) – współczynnik kształtu

Tabela 8.4 zawiera zestawienie współczynników kształtu dla barki B170.

Tabela 8.4 Współczynniki kształtu dla B170

B170 h=2,0 T=1,4					CB=0,978	CB _D =0,978
Vm	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀
m/s	(2.18)	(2.19)	(2.20)	(3.5)+(2.19)	(3.5)+(2.20)	Tab. 3.2
0,147	0,97	1,15	1,03	1,50	1,38	1,34
0,299	0,97					
0,445	0,99					
0,593	0,99					
0,666	1,00					
0,705	1,00					
0,744	1,00					
B170 h=3,6 T=1,4					CB=0,978	CB _D =0,978
Vm	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀
m/s	(2.18)	(2.19)	(2.20)	(3.5)+(2.19)	(3.5)+(2.20)	Tab. 3.2
0,446	0,99	1,15	1,03	1,28	1,16	1,17
0,594	1,00					
0,741	1,01					
0,816	1,01					
0,856	1,01					
0,891	1,02					
0,965	1,02					

Wyniki przedstawiono dla dwóch głębokości drogi wodnej $h = 2,0$ m i $h = 3,6$ m i dla jednego zanurzenia $T = 1,4$ m. Według zależności (2.18) współczynnik kształtu rośnie ze wzrostem prędkości. Różnica między wartością maksymalną i minimalną dla obu h/T wynosi 3%. Wartość współczynnika kształtu dla tej barki oscyluje wokół jedności. Rozpatrując klasyczne sposoby wyznaczania współczynnika kształtu podobnie jak dla OBM największe różnice są między współczynnikiem kształtu, liczonym wg wzoru (2.20) i (3.5)+(2.19). Różnica między skrajnymi wartościami współczynnika kształtu, liczonego wg wzoru (2.20) i (3.5)+(2.19) dla $h = 2,0$ m i $T = 1,4$ m wynosi 45,6%, dla $h = 3,6$ m i $T = 1,4$ m – 24,3%.

W tabeli 8.5 przedstawiono wyniki dla kształtu B170(3). Charakter zmian współczynnika kształtu przy zastosowaniu (2.18) jest podobny jak w przypadku kształtu B170.

Tabela 8.5 Współczynniki kształtu dla B170(3)

B170(3) h=2,0 T=1,4					CB=0,964	CB _D =0,964
Vm	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀
m/s	(2.18)	(2.19)	(2.20)	(3.5)+(2.19)	(3.5)+(2.20)	Tab. 3.2
0,147	0,95	1,15	1,03	1,50	1,38	1,34
0,299	0,96					
0,445	0,97					
0,593	0,97					
0,666	0,98					
0,705	0,98					
0,744	0,98					
B170(3) h=3,6 T=1,4						
Vm	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀
m/s	(2.18)	(2.19)	(2.20)	(3.5)+(2.19)	(3.5)+(2.20)	Tab. 3.2
0,446	1,00	1,15	1,03	1,28	1,16	1,17
0,594	1,01					
0,741	1,02					
0,816	1,02					
0,856	1,02					
0,891	1,03					
0,965	1,03					

8.5. BM DUISBURG – współczynnik kształtu

Tabela 8.6 zawiera zestawienie współczynników kształtu dla BM Duisburg.

Tabela 8.6 Współczynniki kształtu dla BM Duisburg

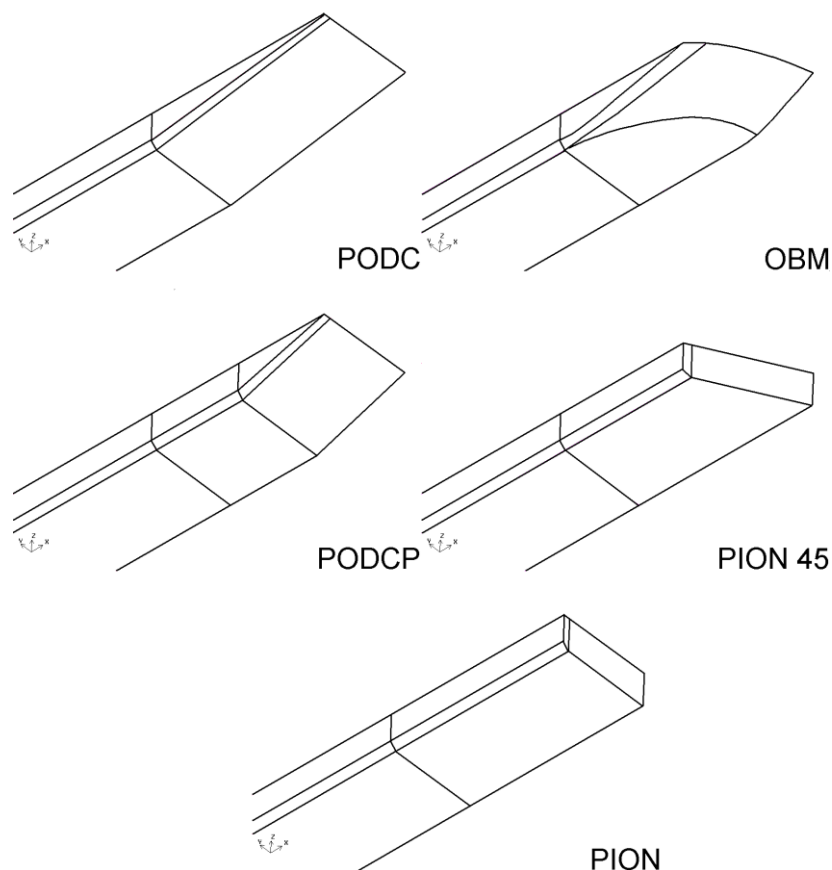
BM Duisburg h=3,5m T=2,5m					CB=0,871	CB _D =0,929
Vm	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀
m/s	(2.18)	(2.19)	(2.20)	(3.5)+(2.19)	(3.5)+(2.20)	Tab. 3.2
0,786	1,23	1,19	1,05	1,55	1,41	1,36
0,864	1,24					
0,943	1,24					
1,021	1,25					
1,100	1,25					
1,179	1,25					
BM Duisburg h=5,0m T=2,5m					CB=0,871	CB _D =0,929
Vm	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀
m/s	(2.18)	(2.19)	(2.20)	(3.5)+(2.19)	(3.5)+(2.20)	Tab. 3.2
1,021	1,22	1,19	1,05	1,38	1,25	1,24
1,100	1,22					
1,179	1,23					
1,257	1,23					
1,336	1,23					
1,414	1,23					
BM Duisburg h=5,0m T=2,8m					CB=0,873	CB _D =0,922
Vm	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀
m/s	(2.18)	(2.19)	(2.20)	(3.5)+(2.19)	(3.5)+(2.20)	Tab. 3.2
0,943	1,24	1,18	1,05	1,42	1,29	1,27
1,021	1,24					
1,100	1,24					
1,179	1,25					
1,257	1,25					
1,336	1,25					
1,414	1,25					
BM Duisburg h=5,0m T=3,2m					CB=0,873	CB _D =0,912
Vm	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀
m/s	(2.18)	(2.19)	(2.20)	(3.5)+(2.19)	(3.5)+(2.20)	Tab. 3.2
0,864	1,27	1,18	1,05	1,48	1,35	1,31
0,943	1,27					
1,021	1,28					
1,100	1,28					
1,179	1,28					
1,257	1,29					
1,336	1,29					

Wyniki przedstawiono dla h =3,5 m i T =2,5 m, oraz dla h =5,0 m i trzech zanurzeń T =2,5 m, T =2,8 m oraz T =3,2 m. Według zależności (2.18) współczynnik kształtu dla wszystkich h/T rośnie ze wzrostem prędkości pływania. Różnica między współczynnikami

kształtu dla najmniejszej i największej prędkości wg (2.18) waha się w granicach 0,8-1,6%. Różnica między skrajnymi wartościami współczynnika kształtu liczonego wg wzoru (2.20) i (3.5)+(2.19) dla $h=3,5\text{m}$ i $T=2,5\text{m}$ wynosi 47,6% natomiast dla: $h=5,0\text{m}$ i $T=2,5\text{m}$ – 31,4%, $h=5,0\text{m}$ i $T=2,8\text{m}$ – 35,2%, $h=5,0\text{m}$ i $T=3,2\text{m}$ – 40,9%.

Analizując podane wyniki można stwierdzić, że duży wpływ na wartość współczynnika kształtu ma część dziobowa barki. Najlepiej jest to widoczne dla kształtów Z. Można też stwierdzić że dla kształtów o dziobach bardziej podciętych (OBM BM Duisburg) współczynniki kształtu wg (2.18) przyjmują większe wartości niż dla kształtów słabo podciętych (SFKO). Na tej podstawie dokonano analizy OBM, zmieniając kształt części dziobowej.

8.6. OBM – dzioby – współczynnik kształtu



Rys. 8.1. OBM z różnymi częściami dziobowymi

Na rysunku 8.1 przedstawia OBM z różnymi kształtami części dziobowej. Korzystając z tej samej długości barki oraz tym samym kształcie części śródokręcia i rufy. Przeprowadzono analizę dla zanurzenia $T = 1,6\text{ m}$, oraz dla dwóch głębokości drogi wodnej

$h = 2,0$ m i $h = 2,5$ m. Wyniki zestawiono w tabelach 8.7 i 8.8. dodatkowo wykonano obliczenia dla dwóch skal modeli 1:8 i 1:24. Wyniki przedstawiono w kolejności od największej do najmniejszej wartości współczynnika kształtu liczonego wg (2.18). Podobnie jak dla poprzednich analiz współczynnik kształtu wg (2.18) rośnie ze wzrostem prędkości pływania. Dodatkowo można zaobserwować, że wartość współczynnika kształtu rośnie ze zwiększaniem się modelu (zmniejszanie skali). Przedział zmienności współczynnika kształtu wg (2.18) jest bardzo duży i zmienia się w zakresie 1,31 do 0,44 dla $h = 2,0$ m oraz w przedziale 1,28 do 0,58 dla $h = 2,5$ m. Głównym parametrem charakteryzującym kształt w przypadku zmiany części dziobowej jest współczynnik pełnotliwości. Można założyć, że współczynnik kształtu zależy od współczynnika pełnotliwości samej części dziobowej. Jeśli współczynnik pełnotliwości rośnie, maleje wartość współczynnika kształtu. Współczynnik kształtu rośnie ze wzrostem głębokości h drogi wodnej przy tym samym zanurzeniu T , a wzrost ten jest większy dla kształtu bardziej pełnotliwego, np. PION, natomiast dla kształtów o małej pełnotliwości np. PODC praktycznie nie zmienia się lub nawet nieznacznie maleje.

Różnica między skrajnymi wartościami współczynnika kształtu liczonego wg wzoru (2.20) i (3.5)+(2.19) (tab. 8.7) dla $h = 2,0$ m waha się w granicach 47-49%, dla $h = 2,5$ m (tab. 8.8) w granicach 35-37%.

Współczynnik kształtu w tabelach zestawiono wg zasady od największej do najmniejszej wartości. Takie zestawienie pokrywa się z podziałem kształtów od najkorzystniejszych oporowo do najmniej korzystnych. Najmniejszą siłę oporu uzyskano na kształtach PODC i OBM, natomiast najmniej korzystnie oporowo wypadł kształt PION.

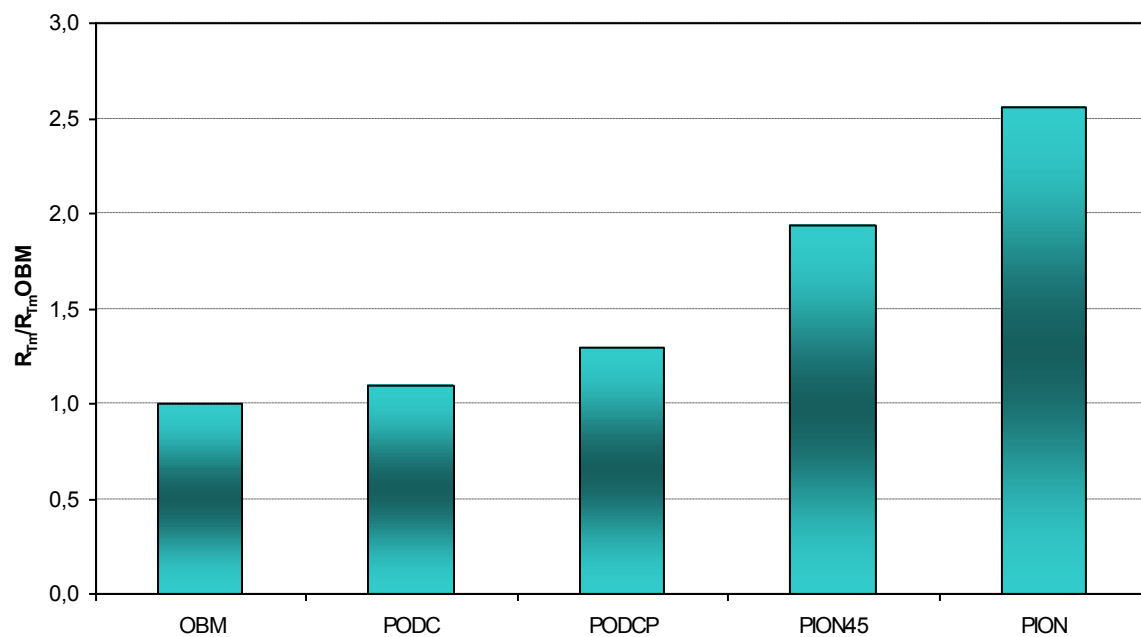
Z obliczeń wynika, że im większa wartość obliczonego współczynnika kształtu (2.18), tym kształt barki jest bardziej korzystny oporowo. Przedstawiono (rys. 8.2) i (rys. 8.3) wpływ kształtu dziobu na wzrost oporu całkowitego. Opór całkowity modelu odniesiony jest do oporu całkowitego modelu OBM. Kształt OBM był najlepszy oporowo. Przedstawiono przykładowe wyniki dla skali 1:8.

Tabela 8.7 Współczynniki kształtu dla OBM – dzioby $h = 2,0$ m i $T = 1,6$ m

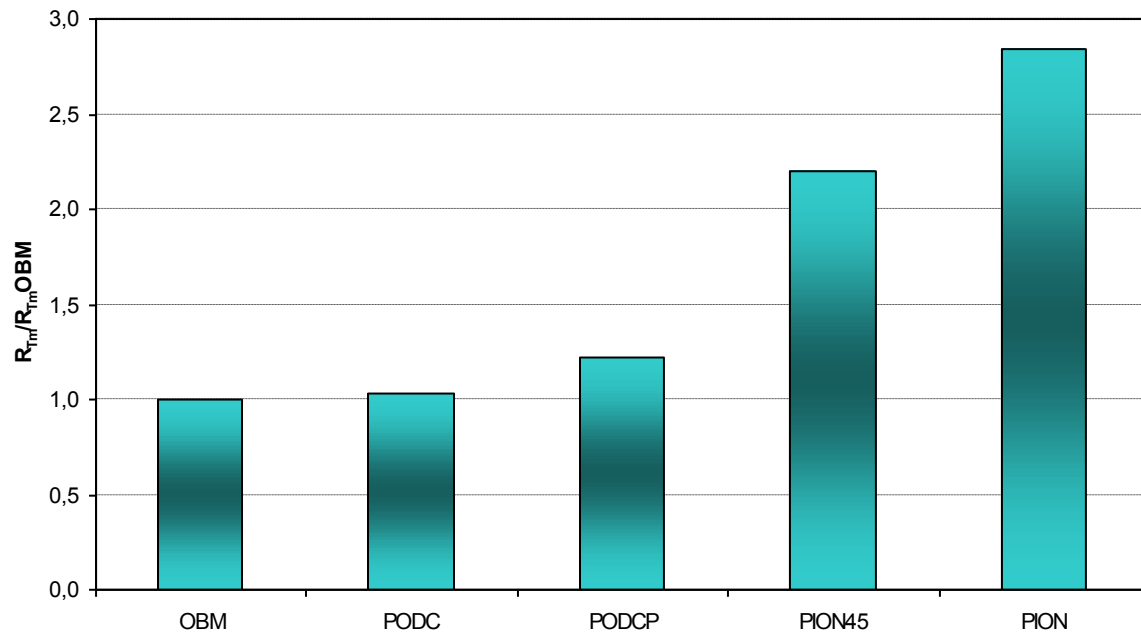
PODC						CB=0,858	CB _D =0,912
skala	V	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀
	m/s	(2.18)	(2.19)	(2.20)	(3.5)+(2.19)	(3.5)+(2.20)	Tab. 3.2
8	0,491	1,29	1,24	1,14	1,68	1,58	1,41
24	0,284	1,22					
8	0,687	1,3					
24	0,397	1,25					
8	0,884	1,31					
24	0,51	1,26					
OBM						CB=0,878	CB _D =0,937
skala	V	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀
	m/s	(2.18)	(2.19)	(2.20)	(3.5)+(2.19)	(3.5)+(2.20)	Tab. 3.2
8	0,491	1,28	1,25	1,15	1,69	1,58	1,41
24	0,284	1,2					
8	0,687	1,29					
24	0,397	1,23					
8	0,884	1,31					
24	0,51	1,25					
PODCP						CB=0,890	CB _D =0,953
skala	V	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀
	m/s	(2.18)	(2.19)	(2.20)	(3.5)+(2.19)	(3.5)+(2.20)	Tab. 3.2
8	0,491	1,19	1,26	1,15	1,69	1,59	1,41
24	0,284	1,14					
8	0,687	1,2					
24	0,397	1,16					
8	0,884	1,21					
24	0,51	1,17					
PION45						CB=0,904	CB _D =0,970
skala	V	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀
	m/s	(2.18)	(2.19)	(2.20)	(3.5)+(2.19)	(3.5)+(2.20)	Tab. 3.2
8	0,491	0,73	1,26	1,15	1,7	1,59	1,41
24	0,284	0,7					
8	0,687	0,74					
24	0,397	0,72					
8	0,884	0,74					
24	0,51	0,73					
PION						CB=0,923	CB _D =0,993
skala	V	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀
	m/s	(2.18)	(2.19)	(2.20)	(3.5)+(2.19)	(3.5)+(2.20)	Tab. 3.2
8	0,491	0,44	1,28	1,15	1,71	1,59	1,41
24	0,284	0,46					
8	0,687	0,45					
24	0,397	0,46					
8	0,884	0,45					
24	0,51	0,46					

Tabela 8.8 Współczynniki kształtu dla OBM – dzioby $h = 2,5$ m i $T = 1,6$ m

PODC						CB=0,858	CB _D =0,912
skala	V	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀
	m/s	(2.18)	(2.19)	(2.20)	(3.5)+(2.19)	(3.5)+(2.20)	Tab. 3.2
8	0,491	1,27	1,24	1,14	1,54	1,44	1,31
24	0,284	1,23					
8	0,687	1,28					
24	0,397	1,25					
8	0,884	1,28					
24	0,51	1,26					
OBM						CB=0,878	CB _D =0,937
skala	V	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀
	m/s	(2.18)	(2.19)	(2.20)	(3.5)+(2.19)	(3.5)+(2.20)	Tab. 3.2
8	0,491	1,26	1,25	1,15	1,55	1,44	1,31
24	0,284	1,23					
8	0,687	1,27					
24	0,397	1,24					
8	0,884	1,28					
24	0,51	1,25					
PODCP						CB=0,890	CB _D =0,953
skala	V	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀
	m/s	(2.18)	(2.19)	(2.20)	(3.5)+(2.19)	(3.5)+(2.20)	Tab. 3.2
8	0,491	1,22	1,26	1,15	1,55	1,45	1,31
24	0,284	1,2					
8	0,687	1,23					
24	0,397	1,21					
8	0,884	1,24					
24	0,51	1,22					
PION45						CB=0,904	CB _D =0,970
skala	V	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀
	m/s	(2.18)	(2.19)	(2.20)	(3.5)+(2.19)	(3.5)+(2.20)	Tab. 3.2
8	0,491	0,83	1,26	1,15	1,56	1,45	1,31
24	0,284	0,84					
8	0,687	0,84					
24	0,397	0,86					
8	0,884	0,85					
24	0,51	0,87					
PION						CB=0,923	CB _D =0,993
skala	V	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀	1+k ₀
	m/s	(2.18)	(2.19)	(2.20)	(3.5)+(2.19)	(3.5)+(2.20)	Tab. 3.2
8	0,491	0,58	1,28	1,15	1,57	1,45	1,31
24	0,284	0,59					
8	0,687	0,58					
24	0,397	0,59					
8	0,884	0,58					
24	0,51	0,6					



Rys. 8.2. Zmiana oporu całkowitego dla różnych części dziobowych, w odniesieniu do OBM. H=2,0m, T=1,6m
skala 1:8, $V_m=0,491$ m/s



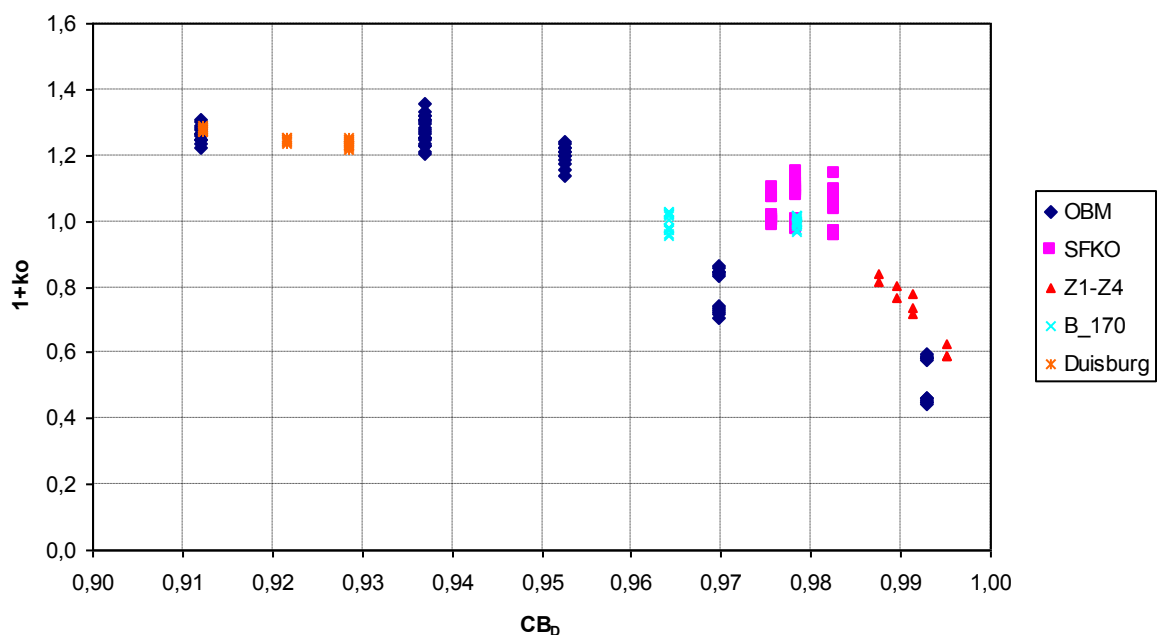
Rys. 8.3. Zmiana oporu całkowitego dla różnych części dziobowych, w odniesieniu do OBM. H=2,5m, T=1,6m
skala 1:8, $V_m=0,491$ m/s

8.7. „Mapa” współczynnika kształtu

Na podstawie wyznaczonych współczynników kształtu (2.18) wykonano „mapę” jego zależności od współczynnika pełnotliwości części dziobowej CB_D (rys. 8.4) oraz pełnotliwości podwodzia CB (rys. 8.5). Naniesiono na wykresy wszystkie wyznaczone wartości współczynników kształtu dla wszystkich obliczonych punktów dla różnych kształtów przy różnym zanurzeniu, głębokości drogi wodnej i prędkości pływania. Na wykresach wyróżniono tylko wartości dla poszczególnych kształtów.

Wykres na rysunku 8.4 można podzielić na trzy obszary. Dla współczynnika pełnotliwości do 0,96 współczynnik kształtu jest większy od 1, dla współczynnika pełnotliwości w przedziale 0,96 do 0,985 współczynnik kształtu jest większy lub mniejszy 1 oraz obszar powyżej 0,985 gdzie współczynnik kształtu jest poniżej wartości 1.

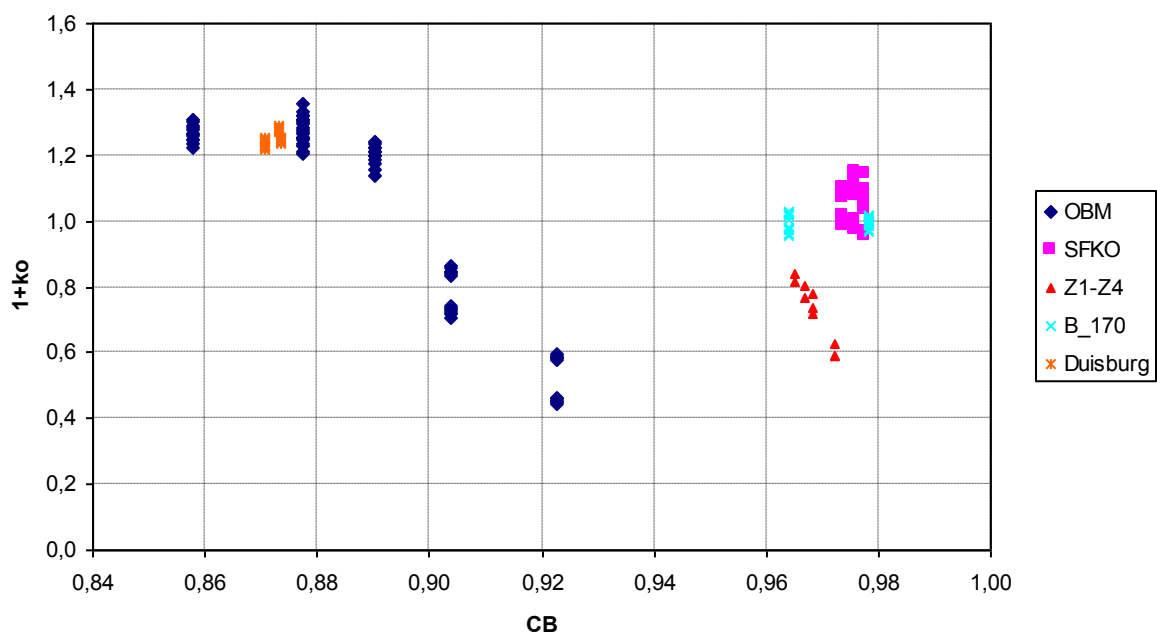
Cały wykres tworzy obszar o wyraźnym ukierunkowaniu. Generalnie wraz ze wzrostem współczynnika pełnotliwości współczynnik kształtu maleje. Gdy współczynnik pełnotliwości maleje, współczynnik kształtu powinien zmierzać do wartości 1 którą osiągnie dla $CB=0$, czyli dla płaskiej płyty.



Rys. 8.4. Zależność współczynnika kształtu od współczynnika pełnotliwości części dziobowej CB_D

Na rysunku 8.5 przedstawiono te same wyniki lecz zależne od współczynnika pełnotliwości podwodzia. Można tu wyróżnić dwa obszary, które możemy podzielić ze względu na kształt. OBM i BM Duisburg, to barki motorowe pozostałe kształty to barki

pchane. Wykres ten pokazuje, że ważny jest tu też kształt samej części rufowej nie tylko dziobu.



Rys. 8.5. Zależność współczynnika kształtu od współczynnika pełnotliwości CB

Zaprezentowana „mapa” współczynnika kształtu pokazuje, że jego wartość może być poniżej jedności. Wartości tej nie osiąga się stosując klasyczne sposoby wyznaczania współczynnika. Należy tu przypomnieć że klasyczne sposoby mogą prowadzić do nie fizycznych zjawisk, czyli jak w przypadku (rys. 4.14) do (rys. 4.16) udział oporu lepkości ponad 100% w oporze całkowitym. Wykorzystanie zależności (2.18) jest utrudnione, można ją wykonać tylko gdy znamy siłę całkowitą rozbitą na opór lepki i normalny, czego nie uzyskujemy

w klasycznych badaniach modelowych. Pamiętając o wynikach z rozdziału 7 (przeliczenie oporu wg (2.18)), wyników powyższych nie można traktować precyzyjnie, tylko jako tendencję zmian współczynnika kształtu w zależności od współczynnika pełnotliwości.

Wykresy nie przedstawiają zależności współczynnika kształtu od stosunku h/T , gdyż uzyskane wyniki nie są jednoznaczne.

9. Podsumowanie i kierunki dalszych badań

W pracy poruszono temat oporu lepkiego w opływie statku śródlądowego. Opór lepki jest jednym z podstawowych składników oporu całkowitego statku (1.3), (rys. 1.2). Jego udział zależy od wielu czynników: kształtu kadłuba, zanurzenia, głębokości drogi wodnej, oraz prędkości pływania. Aby wyznaczyć siłę oporu całkowitego statku wykorzystuje się badania modelowe. Pomierzoną siłę oporu modelu przelicza się na obiekt rzeczywisty metodą Froude'a (2.11). W metodzie tej opór lepkości przyjmowany jest jako opór ekwiwalentnej płaskiej płyty (2.14). Istnieje wiele zależności na wyznaczenie oporu płaskiej płyty na ograniczonej drodze wodnej (rys. 2.2). Aby zwiększyć dokładność metody Froude'a wprowadzono współczynnik kształtu (2.19), (2.20). Oprócz badań modelowych, czyli metody najczęściej wykorzystywanej do wyznaczania oporu barki, stosuje się coraz częściej obliczenia CFD oraz sporadycznie metody przybliżone. Badania modelowe i przeliczanie oporu metodą Froude'a są powszechnie stosowane dla statków morskich.

W przypadku opływu kadłuba na wodzie ograniczonej na wartość współczynnika oporu lepkiego wpływa głębokość drogi wodnej (rys. 3.5). Podczas przeliczania oporu na wodzie płytkiej metodą Froude'a wprowadza się współczynnik kształtu uwzględniający stosunek głębokości do zanurzenia h/T (3.5), (tab. 3.2). Udział oporu lepkiego pokazano w rozdziale 4 pracy (rys. 4.6) do (rys. 4.16). Udział waha się od około 10% do około 80% w oporze całkowitym. W analizach udziału oporu uwzględniono też współczynnik kształtu wg stosowanych zależności (2.19), (2.20), (2.19)+(3.5), (2.20)+(3.5) oraz (tab. 3.2). Stosowanie współczynnika kształtu przyniosło niespodziewane wyniki ponad 100%-go udziału oporu lepkości w oporze całkowitym (rys. 4.13) do (rys. 4.16). Ma to miejsce przy stosowaniu współczynnika kształtu wg zależności (2.19) i (2.19)+(3.5). Stosowanie przeliczeń oporu ze skali modelu na obiekt rzeczywisty przy korzystaniu z dostępnych metod powoduje powstawanie błędów (rys. 4.18) i (rys. 4.19). Wartości różnią się między sobą nawet o 24% dla małych prędkości pływania.

Na podstawie analiz podjęto zadanie zmodyfikowania dotychczasowych metod wyznaczania oporu na ograniczonej drodze wodnej. Nie dysponowano własnym basenem modelowym, a koszt zlecenia badań jest bardzo duży, dlatego bazowano na dostępnych wynikach badań modelowych wykonanych w ośrodkach VBD i CTO. Autor spędził dzięki uprzejmości CTO w Gdańsku dwa tygodnie w basenie modelowym, zapoznając się z metodologią prowadzenia prób oporowych.

Pierwszym etapem pracy było dostosowanie komercyjnego oprogramowania FLUENT do wymagań hydromechaniki okrętowej. Poprawne obliczenia opływu kadłuba metodami CFD wykonuje kilka ośrodków na świecie. Obliczenia prowadzono według schematu przedstawionego na rys. 5.1. Opracowano metodę tworzenia siatek numerycznych do opływu kadłuba na wodzie ograniczonej (rys. 5.10). Zaletą tych siatek jest stosowanie elementów regularnych w całej dziedzinie obliczeniowej, a przede wszystkim stosowanie jednakowej siatki dla obliczeń z powierzchnią swobodną, a po usunięciu części nawodnej siatki do obliczeń bez powierzchni swobodnej. Powoduje to eliminowanie błędów wynikających z samej budowy siatki. Wykonane obliczenia wykazują bardzo dobrą zgodność oporu całkowitego z badaniami modelowymi (rozdz. 6). Należy tu wspomnieć że dla barki SFKO (rys. 6.7) do (rys. 6.12) najpierw powstały obliczenia z uwzględnieniem powierzchni swobodnej, a następnie wykonano badania modelowe, potrzebne do projektu INBAT. Dodatkowo porównano dla barki SFKO kształt powierzchni swobodnej (rys. 6.16) i (rys. 6.18). Wyniki obliczeń wykazały bardzo dobrą zgodność z wynikami badań modelowych. Z rezultatów obliczeń wynika, że system FLUENT można wykorzystywać w hydromechanice okrętowej.

Po przeanalizowaniu dostępnych metod przeliczeń oporu na ograniczonej drodze wodnej (rozdz. 4), zaproponowano własną zależność na wyznaczenie współczynnika oporu tarcia c_{Fh} , (7.32), (7.33), uwzględniającego głębokość drogi wodnej oraz występujący w przepływie gradient ciśnienia. Uzyskano bardzo dobrą zgodność wzorów (7.32), (7.33) z wynikami obliczeń numerycznych hipotetycznego kształtu 2D (rys. 7.9), (rys. 7.10). Wyprowadzone zależności sprawdzono też dla kształtu rzeczywistego OBM (rys. 7.11) i (rys. 7.12) w tym przypadku otrzymano także dobrą zgodność wyników obliczeń uzyskanych według proponowanej zależności c_{Fh} . Wyprowadzoną zależność wprowadzono do klasycznej metody Froude'a (7.38) w celu przeliczenia oporu całkowitego barek z modelu na obiekt rzeczywisty. Przeprowadzono przeliczenie oporu modeli w różnych skalach (rozdz. 7). Opór uzyskany z przeliczenia odnoszono do siły oporu w skali 1:1 wyznaczonej w obliczeniach numerycznych. Wyniki okazały się bardzo dobre (rys. 7.13) do (rys. 7.25). Wykonano analizy dla różnych kształtów, zanurzeń, głębokości drogi wodnej oraz prędkości pływania. Proponowana zależność c_{Fh} w połączeniu z klasyczną metodą Froude'a dają najlepsze wyniki dla małych h/T , w porównaniu z obecnie stosowanymi metodami.

Na podstawie wyników numerycznych analizowano dostępne współczynniki kształtu (rozdz. 8) oraz wykonano „mapę” $(1+k_0)$ (rys. 8.4) i (rys. 8.5). Z analiz wynika że

współczynnik kształtu ze wzrostem współczynnika pełnotliwości maleje i osiąga wartości poniżej 1. Są to zasadniczo różne wyniki od stosowanych obecnie zależności. Wykazano, że im większa jest wartość współczynnika kształtu, tym kształt barki jest lepszy oporowo (rys. 8.2) i (rys. 8.3).

Cel pracy został osiągnięty. Opracowano nowe zależności (7.32) i (7.33) na wyznaczanie współczynnika oporu tarcia lepkiego, które w połączeniu z metodą Froude'a (7.38) pozwalają na prognozę oporu całkowitego statku śródlądowego na wodzie płytkiej. Zależności te uwzględniają uśredniony kształt rzeczywisty statku, głębokość drogi wodnej i gradient ciśnienia. Połączenie wyprowadzonych zależności (7.32) i (7.33) z metodą Froude'a daje dobre wyniki i eliminuje konieczność stosowania współczynnika kształtu.

W pracy ponadto:

- Przedstawiono analizę metod i sposobów przeliczania oporu oraz analizę udziału oporu lepkości w oporze całkowitym dla standardowych barek na ograniczonej drodze wodnej.
- Wykorzystano komercyjny system obliczeniowy FLUENT do obliczeń oporowych, oraz wykonano serię poprawnych obliczeń z uwzględnieniem powierzchni swobodnej.
- Przeanalizowano i wyznaczono współczynnik kształtu dla powszechnie stosowanych kształtów barek i zestawów pchanych, na podstawie których powstała „mapa” współczynnika.

Dalsze kierunki badań.

Praca ta nie wyczerpuje zagadnienia związanego z oporem lepkim na ograniczonej drodze wodnej. Następnym etapem badań będzie wpływ ograniczonej szerokości drogi wodnej, wpływ prądu w rzece na kształtowanie się oporu oraz wpływ pracy pędnika.

Literatura

- [1] Ake W., *The SSPA Cargo Liner Series Resistance*, Publications of the Swedish State Shipbuilding Experimental Tank Nr 66, Goteborg, 1969.
- [2] Ake W., *The SSPA Cargo Liner Series Propulsion*, Publications of the Swedish State Shipbuilding Experimental Tank Nr 67, Goteborg, 1970.
- [3] Azcueta R., *Ship Resistance Prediction by Free-Surface RANS Computations*.
- [4] Azcueta R., *Computation of Turbulent Free-Surface Flows Around Ships and Floating Bodies*, Ship Technology Research Vol. 49, 2002.
- [5] Azcueta R., *Ranse Simulations for Sailing Yachts Including Dynamic Sinkage & Trim and Unsteady Motions in Waves*, High Performance Yacht Design Conference, Auckland, 4-6 December, 2002.
- [6] *Badania Modelowe OBM*, Centrum Techniki Okrętowej, OHO, Gdańsk 1975.
- [7] Banacki M., Gatz J., *Metodyka Wykonywania i Opracowania Modelowych Prób Oporowo – Napędowych*, Centrum Techniki Okrętowej, Gdańsk, 1985.
- [8] *Basic Principles of Ship Propulsion*, http://www.manbw.com/article_003859.html
- [9] Bertram V., *Practical Ship Hydrodynamics*, Butterworth Heinemann, Woburn, 2000
- [10] Bet F., Stuntz N., Hanel D., Sharma S., *Numerical Simulations of Ship Flow in Restricted Water*, 1999.
- [11] Buczkowski L., *Podstawy Budownictwa Okrętowego*, Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Gdańskiej, Gdańsk, 1970.
- [12] Bugalski T., Bech T., *BOS-L a Computer System for the Ship Flow Investigation.*, Polish Maritime Research No. 3(9) September 1996 Vol.3.
- [13] Bugalski T., Koronowicz T., Szantyr J., *Theoretical Model of Determining the Pressure Field Resulting from Hull Flow and Operation of the Marine Propeller*, Polish Maritime Research, Vol. 4, No. 3(13), 1997.
- [14] Bugalski T., Koronowicz T., Szantyr J., Waberska G., *Computer System for Calculation of Flow, Resistance and Propulsion of a Ship at the Design Stage*, CADMO'94, Southampton, 1994.
- [15] Bugalski T., Koronowicz T., Szantyr J., Waberska G., *System Komputerowy do wyznaczania opływu statku wraz z układem falowym*, Materiały X Sympozjum Hydromechaniki Okrętowej, Gdańsk, 1993.
- [16] Čabelka J., *Vodni čestya plavba*. SNTL/ALFA, Praha-Bratislava, 1976

- [17] *Capability of ship maneuvering simulation models for approach channels and fairways*, Report of Working Group no. 20 of Permanent Technical Committee II, Supplement to PIANC Bulletin No. 77, 49pp. 1992
- [18] *Cascade*, www.turbulentflow.com
- [19] *CFX*, www-waterloo.ansys.com/cfx/
- [20] Chen X.-N., Gronarz A., List S., *Flow Around Ships Sailing in Shallow Water- Experimental and Numerical Results*. 23rd Symposium on Naval Hydrodynamics (ONR), Val de Reuil / France, September 2000.
- [21] *Comet*, www.iccm.de
- [22] *Design Charts for the Propulsive Performances of High Speed Cargo Liners*, The 45th Research Committee, Shipbuilding Research Association of Japan, 1964.
- [23] Dudziak J., *Teoria okrętu*, Wydawnictwo Morskie, Gdańsk, 1988.
- [24] Elsner J., *Turbulencja Przepływów*, Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa, 1987.
- [25] *Fluent Inc.*, *Fluent 6.1 User's Guide*, 2003.
- [26] *Fluent Inc.*, www.fluent.com
- [27] Frost W., Moulden T.H., *Handbook of turbulence*, Plenum Press, New York, 1977.
- [28] Gabriel P., *Vodni cesty*, Vydavatelství ČVUT, Praha, 1997.
- [29] Gertler M., *A Reanalysis of the Original Tests Data for the Taylor Standard Series*, Reprt of the DTMB No.806, 1954.
- [30] Górski W., *Resistance tests of SFKO barge*, RH-2004/T-119E, INBAT, Gdańsk 2004
- [31] Granville P., *Drag and Turbulent Boundary Layer of Flat Plates at Low Reynolds Numbers*, Journal of Ship Research, Vol. 21, No. 1, March 1977.
- [32] *Gridgen*, www.pointwise.com
- [33] Gryboś R., *Podstawy Mechaniki Płynów*, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa, 1998.
- [34] Hinze J.O., *Turbulence*, McGraw-Hill Publishing Co., New York, 1975.
- [35] Howe C.W., *Inland Waterway Transportation*, Baltimore, 1969.
- [36] Howe C.W., *Mathematical model of barge tow performance*, Journal of the Waterway and Harbors Division, Proceedings American Society of Civil Engineers, November , 1976.
- [37] *Icem*, www-berkeley.ansys.com
- [38] ITTC, 20th *International Towing Tank Conference*, The University of California, San Francisco, September 19-25, 1993.

- [39] ITTC, 23th *International Towing Tank Conference*, Proceedings of the 23rd ITTC, 2002.
- [40] Jiang T., *A New Method for Resistance and Propulsion Prediction on Ship Performance in Shallow Water Practical Design of Ships and Other Floating Structures*, Shanghai, 16-21 September 2001.
- [41] Johnson R., *Fluid Dynamics*, CRC Press LLC, Florida, 1998.
- [42] Khodorovsky A., *Experience in Using Various CAD Systems for Hull Lines Design. Problems of CAD System Integration into Current Design Technology*, 14th International Conference on Hydrodynamics in Ship Design HYDRONAV 2001, Szczecin - Międzyzdroje, September, 27-29, 2001.
- [43] Kulczyk J., *Modelowanie Numeryczne Oddziaływań Hydrodynamicznych w Układzie Napędowym Statku Śródlądowego*, Prace Naukowe Instytutu Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej Nr 66, seria: Monografie Nr 17, Wyd. PWr., Wrocław, 1992.
- [44] Kulczyk J., Prokopowicz J., Tabaczek T., Werszko R., Zawislak M., Zieliński A., *Numeryczne modelowanie przepływu lepkiego wokół kadłuba statku śródlądowego na ograniczonej drodze wodnej*, Raport Serii PREPRINTY Nr S – 043/03, Wrocław, 2003.
- [45] Kulczyk J., Winter J., *Śródlądowy transport wodny*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław, 2003.
- [46] Kulczyk J., Zawislak M., *Coefficient of Frictional Resistance on Shallow Waterway*, 14th International Conference on Hydrodynamics in Ship Design HYDRONAV 2001, Szczecin - Międzyzdroje, September, 27-29, 2001.
- [47] Kulczyk J., Zawislak M., Zieliński A., *Współczynnik oporu tarcia na ograniczonej drodze wodnej*, Raport Serii PREPRINTY Nr 009/01, Wrocław, 2001.
- [48] Lackenby H., Parker M.N., *The BSRA Series- An Overall Presentation. Variation of Resistance with Breadth- Draft Ratio and Length-Displacement Ratio*, "Trans. RINA ", 1966.
- [49] Landweber L., *Der Reibungswiderstand der langsangestromten ebenen Platte*, Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft 46 Band, Berlin, 1952.
- [50] Larsson L., Patel V., Dyne G., *Ship Viscous Flow*, Proceedings 1990 SSPA-CTH-IIHR Workshop, FLOWTECH International AB, Gothenburg, 1991.
- [51] Larsson L., Stern F., Bertram V., *A Workshop on Numerical Ship Hydrodynamics*, Chalmers University of Technology, Gothenburg, 2000.

- [52] Luthra G., *Untersuchung der Nachstromverteilung an einem 2-Schrauben-Binnengutermotorschiff*, Versuchsanstalt für Binnenschiffbau E. V. Duisburg, Bericht nr 788.
- [53] Marchal J., Shen Y., Kicheva D., *An Empirical Formula to Estimate the Resistance of a Convoy in a Restricted Waterway*, Journal of Ship Research, Vol. 40, No. 2, June 1996.
- [54] Marin, www.marin.nl
- [55] Minier J.P., Pozorski J., *Derivation of a PDF model for turbulent flows based on principles from statistical physics*, Phys. Fluids 9 (1997), 1748-1753.
- [56] Moor D.J., Parker M.N., Pattulo R.N.M., *The BSRA Methodical Series-An Overall Presentation, Geometry of Forms and Variation of Resistance with Block Coefficient and Longitudinal Centre of Buoyancy*, "Trans. RINA "Vol.103, 1961.
- [57] Nowacki H., Bloor M., Oleksiewicz B., *Computational Geometry for Ships*, Copyright Clearance Center, Inc., Salem, 1995.
- [58] OC98, Third Osaka Colloquium on Advanced CFD Applications to Ship Flow and Hull Form Design, May 25-27, Osaka, Japan, 1998
- [59] Oertel Jr. H., Laurien E., *Numerische Stromungsmechanik*, Springer-Verlag, Berlin, 1995.
- [60] Ohkusu M., *Advances in Marine Hydrodynamics*, Computational Mechanics Publications, Glasgow, 1996.
- [61] Olsen N., *Computational Fluid Dynamics in Hydraulic and Sedimentation Engineering*, The Norwegian University of Science and Technology, Trondheim, 1999.
- [62] Orihara H., Miyata H., *Numerical Simulation Method for Flows About a Semi-Planing Boat with a Transom Stern*, Journal of Ship Research, Vol. 44, No. 3, Sept. 2000.
- [63] Palm M., Waławczyk T., *Numerical Prediction of Ferry Resistance with the Rans Turbulence Model and the Volume of Fluid Method for the Free Surface*, 15th International Conference on Hydrodynamics in Ship Design HYDRONAV 2003, Gdańsk, October 22-23, 2003.
- [64] Paul K., *Badania wpływu obecności roztworu polimeru w warstwie przyściennej na zmniejszenie oporu tarcia*, Zeszyty Naukowe Politechniki Gdańskiej Nr 295, Gdańsk, 1979.
- [65] Peyret R., Taylor T., *Computational Methods for Fluid Flow*, Springer-Verlag, New York, 1983.
- [66] *Principles of Ship Performance*, <http://www.usna.edu/NAOE/courses/en200.htm>
- [67] Prosnak W., *Mechanika Płynów*, PWN, Warszawa, 1970.

- [68] Puzyrewski R., Sawicki J., *Podstawy Mechaniki Płynów i Hydrauliki*, PWN, Warszawa, 1998.
- [69] *Rapport No. 49791-1-RD*, Maritiem Research Instituut Nederland.
- [70] Schlichting H., *Boundary Layer Theory*, McGraw-Hill, New York, 1968.
- [71] Stern F., Kim H., Zhang D., Toda Y., Kerwin J., Jessup S., *Computation of Viscous Flow Around Propeller-Body Configurations: Series 60 CB=0.6 Ship Model*, Journal of Ship Research, Vol. 38, No. 2, June 1994.
- [72] Streckwall H., Tigges K., *Numerical Propulsion for Podded Propeller Driven Ships*, 15th International Conference on Hydrodynamics in Ship Design HYDRONAV 2003, Gdańsk, October 22-23, 2003.
- [73] Sung-Eun Kim, *Reynolds Stress Transport Modeling of Turbulent Shear Flow Past a Modern VLCC Hull Form*, Chalmers University of Technology, Gothenburg, 2000.
- [74] Szling Z., Winter J., *Drogi wodne Śródlądowe*, Wydawnictwo PWr., Wrocław, 1988.
- [75] Taylor D. W., *The Speed and Power of Ships*, United States Government Printing Office, Waszyngton, 1943.
- [76] Tenneks H., Lumley J.L., *A First Course in Turbulence*, MIT Press, Cambridge, 1972.
- [77] Thompson J., Soni B., Weatherill N., *Grid Generation*, CRC Press LLC, Florida, 1999.
- [78] Thompson J., Warsi Z., Mastin C., *Numerical Grid Generation Foundations and Applications*, Elsevier Science Publishing Co., Inc., New York, 1985.
- [79] Todd F.H., Forest A., *A Proposed New Basis for the Design of Single-Screw Merchant Ship Forms and standard Series*, "Trans. SNAME" Vol.59, 1951.
- [80] Todd F.H., *Some Further Experiments on single-Screw Merchant Ship Forms-Series 60*, "Trans. SNAME" Vol.61, 1953.
- [81] Todd F.H., *Series 60 - The Effect upon Resistance and Power of Variation in Ship Proportions*, "Trans. SNAME" Vol.65, 1957.
- [82] Troskoleński A., *Hydromechanika*, Wydawnictwo Naukowo Techniczne, Warszawa, 1969.
- [83] $v - Shallo$, www.hsva.de.
- [84] VBD, *Resistance Tests with Barge Trains*, G3RD-CT-2001-0458, INBAT, Duisburg, 2003.
- [85] Waclawek P., *Analiza badań oporowych na wodzie ograniczonej*, Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej, Raport Serii Sprawozdania Nr. 11 (711)/81, Wrocław, 1981.
- [86] Wilcox D., *Turbulence Modeling for CFD*, KNI, Inc., Anaheim, 2002.

- [87] WS Atkins Consultants And members of the NSC, *Best Practice Guidelines for Marine Applications of Computational Fluid Dynamics*, Sirehna, HSVA, FLOWTECH, VTT, Imperial College of Science & Technology, Germanischer Lloyd, Astilleros Espanoles, <https://pronet.wsatkins.co.uk/marnet/>
- [88] Zborowski A., *Opór Okrętu Przybliżone Metody Obliczania Oporu*, Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Gdańskiej, Gdańsk, 1972.
- [89] Zienkiewicz O., *Metoda Elementów Skończonych*, Arkady, Warszawa, 1972.

Załącznik A

Rozwinięcie członu X równania (7.26)

$$\frac{\alpha}{\tau_0} \frac{v}{v_*} - \frac{Y}{2\tau_0} \quad / \rho$$

$$\rho \frac{\alpha}{\tau_0} \frac{v}{v_*} - \frac{\rho Y}{2\tau_0}$$

$$\frac{\rho}{\tau_0} \alpha \frac{v}{v_*} - \frac{\rho}{\tau_0} \frac{Y}{2}$$

stosując (7.9):

$$\frac{1}{v_*^2} \alpha \frac{v}{v_*} - \frac{1}{v_*^2} \frac{Y}{2}$$

$$\frac{1}{v_*^3} \alpha v - \frac{1}{v_*^2} \frac{Y}{2}$$

$$\frac{1}{\frac{v_*^3 v_s^3}{v_s^3}} \alpha v - \frac{1}{\frac{v_*^2 v_s^2}{v_s^2}} \frac{Y}{2}$$

stosując (7.22):

$$\left(\frac{\sqrt{2}}{\sqrt{c_F}} \right)^3 \frac{\alpha v}{v_s^3} - \left(\frac{\sqrt{2}}{\sqrt{c_F}} \right)^2 \frac{Y}{2v_s^2} \quad / \frac{v^2}{Y^3}$$

$$\left(\frac{\sqrt{2}}{\sqrt{c_F}} \right)^3 \frac{\alpha v}{v_s^3} \frac{v^2}{Y^3} - \left(\frac{\sqrt{2}}{\sqrt{c_F}} \right)^2 \frac{1}{2v_s^2} \frac{v^2}{Y^2}$$

stosując (7.25):

$$\left(\frac{\sqrt{2}}{\sqrt{c_F}} \right)^3 \alpha \frac{1}{\text{Re}_y^3} - \left(\frac{\sqrt{2}}{\sqrt{c_F}} \right)^2 \frac{1}{2\text{Re}_y^2} \quad / \frac{Y^3}{v^2 \rho}$$

$$\frac{Y^3}{v^2 \rho \text{Re}_y^2} \left(\left(\frac{\sqrt{2}}{\sqrt{c_F}} \right)^3 \alpha \frac{1}{\text{Re}_y} - \frac{1}{c_F} \right)$$

podstawiając $\alpha = 11,5$ [67]:

$$\frac{Y^3}{v^2 \rho \text{Re}_y^2} \left(\frac{32,527}{c_F^{\frac{3}{2}} \text{Re}_y} - \frac{1}{c_F} \right) \quad (\text{A.1})$$

Załącznik B

Analiza wymiarowa wzorów (7.32), (7.33):

$$\frac{1}{\sqrt{c_F}} = 1,768 \cdot \ln(\text{Re}_y \cdot \sqrt{c_F}) + 1,509 + 1,326 \cdot \frac{v_s}{v \text{Re}_y^2} \frac{(y_n - y_{n+1}) \cdot (y_n + y_{n+1})^3}{y_n^3} \left(\frac{32,527}{c_F^{\frac{3}{2}} \cdot \text{Re}_y} - \frac{1}{c_F} \right)$$

$$\frac{1}{\sqrt{-}} = 1,768 \cdot \ln(- \cdot \sqrt{-}) + 1,509 + 1,326 \cdot \frac{\frac{m}{s}}{\frac{m^2}{s} - 2} \frac{(m - m) \cdot (m + m)^3}{m^3} \left(\frac{32,527}{-\frac{3}{2} \cdot -} - \frac{1}{-} \right)$$

-- = --

Spis rysunków

Rys. 1.1. Schemat podziału oporu całkowitego statku	9
Rys. 1.2. Udział składników oporu w oporze całkowitym	10
Rys. 1.3. Podział obszaru przepływu wokół kształtu statku	11
Rys. 1.4. Struktura warstwy przyściennej	12
Rys. 1.5. Wpływ gradientu ciśnienia na kształt profilu prędkości.....	12
Rys. 1.6. Obszary ciśnień i prędkości wzdłuż wodnicy okrętu w opływie cieczą idealną	14
Rys. 1.7. Obszary ciśnień i prędkości wzdłuż wodnicy okrętu w opływie cieczą rzeczywistą	15
Rys. 1.8. Układ fali podniesienie w części dziobowej i rufowej oraz obniżenie w części środkowej	16
Rys. 1.9. Typowy układ fali tworzony przez poruszający się statek [23].....	16
Rys. 1.10. Typowa krzywa oporu falowego	16
Rys 2.1. Wykres zależności oporu całkowitego statku i mocy holowania od liczby Froude'a – wyniki przykładowe	21
Rys 2.2. Wykres zależności współczynnika oporu tarcia płaskiej płyty od liczby Reynoldsa [46], [47]	22
Rys. 2.3. Przebieg prędkości w przepływach w zależności od czasu	27
Rys. 2.4. Skala wirów w przepływie wg teorii Kołmogorova	27
Rys. 2.5. Generowanie plamek turbulencji.....	28
Rys. 2.6. Modelowanie przepływu	28
Rys. 2.7. Przepływ w rurze z pokazanymi strukturami wirowymi	29
Rys. 2.8. Uśrednienie czasowe	29
Rys. 2.9. Zamiana modelu ciągłego na model dyskretny	32
Rys. 2.10. Objętość kontrolna w siatce 3D.....	33
Rys. 2.11. Wartości poszukiwane P dla przepływu 2D a), oraz 3D b)	33
Rys. 2.12. Schemat przebiegu obliczeń numerycznych metodą Segregated	34
Rys. 2.13. Przykładowa siatka numeryczna dla ograniczonej drogi wodnej	35
Rys. 2.14. Wykres zależności błędu obliczeń od ilości elementów w metodzie objętości skończonych	35
Rys. 3.1. Wymiary charakterystyczne kształtu na wodzie płytkiej	37
Rys. 3.2. Układ fali na wodzie płytkiej w zależności od prędkości krytycznej	38
Rys. 3.3. Zależność oporu falowego od prędkości pływania dla wody głębokiej i płytkiej	39
Rys. 3.4. Strumień wsteczny na wodzie płytkiej	39
Rys. 3.5. Wpływ stosunku głębokości drogi wodnej h/l do stosunku c_f/c_{fg} dla różnych Re [46]	40
Rys. 3.6. Wpływ prądu w rzece na opór.....	41
Rys. 4.1. Liniorys - Barka Pchana A III (wchodzi w skład zestawu Bawół 2).....	44
Rys. 4.2. Liniorys - Pchacz Bizon	44
Rys. 4.3. Liniorys - Barka Motorowa BM-500	44
Rys. 4.4. Liniorys - Barka Pchana Europa.....	44
Rys. 4.5. Liniorys - Odrzańska Barka Motorowa - OBM.....	45
Rys. 4.6. Udział oporu lepkości w oporze całkowitym w zależności od h/T - 2BP Europa.....	47
Rys. 4.7. Udział oporu lepkości w oporze całkowitym w zależności od liczby Froude'a – 1P Bizon	48
Rys. 4.8. Udział oporu lepkości w oporze całkowitym w zależności od skali – P+2BP – zestaw Bizon.....	49
Rys. 4.9. Udział oporu lepkości w oporze całkowitym w zależności od sposobu łączenia zestawu – 2BP – Bizon.....	49
Rys. 4.10. Udział oporu lepkości w oporze całkowitym w zależności od długości zestawu – BP i P+BP	50
Rys. 4.11. Udział oporu lepkości w oporze całkowitym w zależności od kształtu barki – BM – OBM i BM 50051	51
Rys. 4.12. Udział oporu lepkości w oporze całkowitym w zależności od kształtu – BP – Europa i AIII	51
Rys. 4.13. Udział oporu lepkości w oporze całkowitym – $Fr=0,1$ – model, z uwzględnieniem współczynnika kształtu – BP Europa	53

Rys. 4.14. Udział oporu lepkości w oporze całkowitym – $Fr=0,1$ – statek, z uwzględnieniem współczynnika kształtu – BP Europa	54
Rys. 4.15. Udział oporu lepkości w oporze całkowitym – $Fr=0,15$ – model, z uwzględnieniem współczynnika kształtu – BP Europa	54
Rys. 4.16. Udział oporu lepkości w oporze całkowitym – $Fr=0,15$ – statek, z uwzględnieniem współczynnika kształtu – BP Europa	55
Rys. 4.17. Udział oporu lepkości w oporze całkowitym – $Fr=0,1$ – model, z uwzględnieniem współczynnika kształtu – OBM i BM 500	55
Rys. 4.18. Prognoza oporowa BP Europa $T=3,0m$ i $h=7,5m$ z uwzględnieniem różnych zależności na wyznaczanie współczynnika kształtu	56
Rys. 4.19. Prognoza oporowa OBM $T=2,36m$ i $h=2,75m$ z uwzględnieniem różnych zależności na wyznaczanie współczynnika kształtu	57
Rys. 5.1. Schemat blokowy przebiegu obliczeń w systemie FLUENT	59
Rys. 5.2. Liniorys BM Duisburg	60
Rys. 5.3. Kształt BM Duisburg – program SIATKA	60
Rys. 5.4. Punkty i linie na których rozpinano powierzchnie - BM Duisburg, część rufowa	61
Rys. 5.5. Powierzchnie BM Duisburg przygotowane w programie GAMBIT	61
Rys. 5.6. Objętości pod siatką numeryczną z uwzględnieniem powierzchni swobodnej dla OBM, przedstawiono konstrukcyjną linię wody	62
Rys. 5.7. Rozmieszczenie węzłów w części dziobowej OBM	63
Rys. 5.8. Siatka w części rufowej BM Duisburg	64
Rys. 5.9. Siatka hexa na powierzchniach trójkątnych w części dziobowej OBM	64
Rys. 5.10. Siatka BM Duisburg z konstrukcyjną linią wody	65
Rys. 5.11. Płaszczyzny dla warunków brzegowych	67
Rys. 5.12. Przykładowy wykres zbieżności wyników obliczeń kształtu B 170 bez uwzględnienia powierzchni swobodnej dla $h=2m$, $T=1,4m$, $V=0,445m/s$ i skali 1:14	69
Rys. 5.13. Przykładowy wykres zbieżności wyników obliczeń kształtu B 170 z uwzględnieniem powierzchni swobodnej dla $h=2m$, $T=1,4m$, $V=0,744m/s$ i skali 1:14	69
Rys. 5.14. Przykładowy wykres wartości siły oporu dla Odrzańskiej Barki Motorowej dla $h=2,5m$, $T=1,6m$, $V=0,833m/s$ i skali 1:16	70
Rys. 6.1. Kształt OBM, rufa i dziób – GAMBIT	71
Rys. 6.2. Krzywa oporu modelu OBM $h=2,0m$ $T=1,6m$ skala 16	72
Rys. 6.3. Krzywa oporu modelu OBM $h=2,5m$ $T=1,6m$ skala 16	73
Rys. 6.4. Kształt powierzchni swobodnej na burcie OBM $V_m=0,764 m/s$	74
Rys. 6.5. Rozkład ciśnienia na dnie w płaszczyźnie symetrii OBM $V_m=0,764 m/s$	74
Rys. 6.6. Kształt SFKO z zaznaczonymi podstawowymi liniami wody dla trzech zanurzeń	75
Rys. 6.7. Krzywa oporu modelu SFKO $h=2,0m$ i $T=0,9m$ skala 14	75
Rys. 6.8. Krzywa oporu modelu SFKO $h=2,0m$ i $T=1,4m$ skala 14	76
Rys. 6.9. Krzywa oporu modelu SFKO $h=2,0m$ i $T=1,7m$ skala 14	76
Rys. 6.10. Krzywa oporu modelu SFKO $h=5,0m$ i $T=0,9m$ skala 14	77
Rys. 6.11. Krzywa oporu modelu SFKO $h=5,0m$ i $T=1,4m$ skala 14	77
Rys. 6.12. Krzywa oporu modelu SFKO $h=5,0m$ i $T=1,7m$ skala 14	78
Rys. 6.13. Kształt powierzchni swobodnej na burcie SFKO $V_m=0,71 m/s$	79
Rys. 6.14. Kształt powierzchni swobodnej na burcie SFKO $V_m=1,123 m/s$	79
Rys. 6.15. Zdjęcie układu falowego barka SFKO $h=5,0m$ $T=1,7m$ $V_s=14 km/h$	80
Rys. 6.16. Wykres fali burtowej barka SFKO $h=5,0m$ $T=1,7m$ $V_s=14 km/h$	80
Rys. 6.17. Zdjęcie układu falowego barka SFKO $h=2,0m$ $T=1,7m$ $V_s=7,5 km/h$	81
Rys. 6.18. Wykres fali burtowej barka SFKO $h=2,0m$ $T=1,7m$ $V_s=7,5 km/h$	81
Rys. 6.19. Rozkład ciśnienia na dnie w płaszczyźnie symetrii SFKO $V_m=0,71 m/s$	82
Rys. 6.20. Rozkład ciśnienia na dnie w płaszczyźnie symetrii SFKO $V_m=1,123 m/s$	82

Rys. 6.21. Dzioby i rufa kształtów Z	83
Rys. 6.22. Krzywa oporu modelu kształty Z $h=1,2\text{m}$ i $T=0,9\text{m}$	84
Rys. 6.23. Rozkład ciśnienia na dnie w płaszczyźnie symetrii kształty Z $V_s=1,89\text{ m/s}$	84
Rys. 6.24. Kształt barki B 170 – GAMBIT	85
Rys. 6.25. Krzywa oporu modelu B170 i B170(3) $h=2,0\text{ m}$ i $T=1,4\text{ m}$	85
Rys. 6.26. Krzywa oporu modelu B170 i B170(3) $h=3,6\text{m}$ i $T=1,4\text{ m}$	86
Rys. 6.27. Kształt BM Duisburg z linią wody dla $T=2,5\text{ m}$, $T=2,8\text{ m}$ i $T=3,2\text{ m}$ [52]	86
Rys. 7.1. Parametry opisujące opływ płaskiej płyty	88
Rys. 7.2. Zależność współczynnika poru tarcia według (7.2) od liczby Reynoldsa w porównaniu z obliczeniami numerycznymi [45]	89
Rys. 7.3. Parametry opisujące opływ kształtu płaskiego	90
Rys. 7.4. Zależność współczynnika tarcia lepkiego c_F od liczby Reynoldsa dla wartości $B<3,88;5,5>$ wg zależności (7.31) dla płaskiej płyty	94
Rys. 7.5. Wpływ długości płyty na współczynnik oporu tarcia w odniesieniu do współczynnika oporu tarcia dla nieskończonej długości płyty	94
Rys. 7.6. Wręg barki do płaszczyzny symetrii i jego średnia odległość od dna drogi wodnej	96
Rys. 7.7. Część dziobowa barki z oznaczonymi przedziałami	96
Rys. 7.8. Kształt hipotetyczny przygotowany do sprawdzenia zależności (7.32), (7.33)	97
Rys. 7.9. Porównanie sposobu wyznaczania oporu tarcia wg (7.32), (7.33) i obliczeń systemem FLUENT – kształt hipotetyczny – model $L=4\text{m}$	98
Rys. 7.10. Porównanie sposobu wyznaczania oporu tarcia wg (7.32), (7.33) i obliczeń systemem FLUENT – kształt hipotetyczny – statek $L=100\text{m}$	98
Rys. 7.11. Porównanie sposobu wyznaczania oporu tarcia wg (7.32), (7.33) i obliczeń systemem FLUENT – kształt OBM $h/T=1,25$	99
Rys. 7.12. Porównanie sposobu wyznaczania oporu tarcia wg (7.32), (7.33) i obliczeń systemem FLUENT – kształt OBM $h/T=1,56$	99
Rys. 7.13. Zależność przeliczonego oporu metodą Froude’a z modelu na obiekt rzeczywisty odniesionego do rzeczywistej siły oporu barki w skali 1:1, w zależności od skali - OBM $h=2,0\text{m}$ $T=1,6\text{m}$ $V_s=5\text{km/h}$ $h/T=1,25$	101
Rys. 7.14. Zależność przeliczonego oporu metodą Froude’a z modelu na obiekt rzeczywisty odniesionego do rzeczywistej siły oporu barki w skali 1:1, w zależności od skali - OBM $h=2,0\text{m}$ $T=1,6\text{m}$ $V_s=7\text{km/h}$ $h/T=1,25$	102
Rys. 7.15. Zależność przeliczonego oporu metodą Froude’a z modelu na obiekt rzeczywisty odniesionego do rzeczywistej siły oporu barki w skali 1:1, w zależności od skali - OBM $h=2,0\text{m}$ $T=1,6\text{m}$ $V_s=9\text{km/h}$ $h/T=1,25$	102
Rys. 7.16. Zależność przeliczonego oporu metodą Froude’a z modelu na obiekt rzeczywisty odniesionego do rzeczywistej siły oporu barki w skali 1:1, w zależności od skali - OBM $h=2,5\text{m}$ $T=1,6\text{m}$ $V_s=5\text{km/h}$ $h/T=1,56$	103
Rys. 7.17. Zależność przeliczonego oporu metodą Froude’a z modelu na obiekt rzeczywisty odniesionego do rzeczywistej siły oporu barki w skali 1:1, w zależności od skali - OBM $h=2,5\text{m}$ $T=1,6\text{m}$ $V_s=7\text{km/h}$ $h/T=1,56$	103
Rys. 7.18. Zależność przeliczonego oporu metodą Froude’a z modelu na obiekt rzeczywisty odniesionego do rzeczywistej siły oporu barki w skali 1:1, w zależności od skali - OBM $h=2,5\text{m}$ $T=1,6\text{m}$ $V_s=9\text{km/h}$ $h/T=1,56$	104
Rys. 7.19. Zależność przeliczonego oporu metodą Froude’a z modelu na obiekt rzeczywisty odniesionego do rzeczywistej siły oporu barki w skali 1:1, w zależności od skali - OBM $h=2,5\text{m}$ $T=1,6\text{m}$ $V_s=12\text{km/h}$ $h/T=1,56$	104
Rys. 7.20. Zależność przeliczonego oporu metodą Froude’a z modelu na obiekt rzeczywisty odniesionego do rzeczywistej siły oporu barki w skali 1:1, w zależności od skali - BM Duisburg $h=3,5\text{m}$ $T=2,5\text{m}$ $v=10\text{km/h}$ $h/T=1,4$	105
Rys. 7.21. Zależność przeliczonego oporu metodą Froude’a z modelu na obiekt rzeczywisty odniesionego do rzeczywistej siły oporu barki w skali 1:1, w zależności od skali - BM Duisburg $h=3,5\text{m}$ $T=2,5\text{m}$ $v=11\text{km/h}$ $h/T=1,4$	105

Rys. 7.22. Zależność przeliczonego oporu metodą Froude'a z modelu na obiekt rzeczywisty odniesionego do rzeczywistej siły oporu barki w skali 1:1, w zależności od skali - BM Duisburg $h=3,5m$ $T=2,5m$ $v=12km/h$ $h/T=1,4$	106
Rys. 7.23. Zależność przeliczonego oporu metodą Froude'a z modelu na obiekt rzeczywisty odniesionego do rzeczywistej siły oporu barki w skali 1:1, w zależności od skali - BM Duisburg $h=3,5m$ $T=2,5m$ $v=13km/h$ $h/T=1,4$	106
Rys. 7.24. Zależność przeliczonego oporu metodą Froude'a z modelu na obiekt rzeczywisty odniesionego do rzeczywistej siły oporu barki w skali 1:1, w zależności od skali - BM Duisburg $h=3,5m$ $T=2,5m$ $v=14km/h$ $h/T=1,4$	107
Rys. 7.25. Zależność przeliczonego oporu metodą Froude'a z modelu na obiekt rzeczywisty odniesionego do rzeczywistej siły oporu barki w skali 1:1, w zależności od skali - BM Duisburg $h=3,5m$ $T=2,5m$ $v=15km/h$ $h/T=1,4$	107
Rys. 8.1. OBM z różnymi częściami dziobowymi	115
Rys. 8.2. Zmiana oporu całkowitego dla różnych części dziobowych, w odniesieniu do OBM. $H=2,0m$, $T=1,6m$ skala 1:8, $V_m=0,491$ m/s.....	119
Rys. 8.3. Zmiana oporu całkowitego dla różnych części dziobowych, w odniesieniu do OBM. $H=2,5m$, $T=1,6m$ skala 1:8, $V_m=0,491$ m/s.....	119
Rys. 8.4. Zależność współczynnika kształtu od współczynnika pełnotliwości części dziobowej CB_D	120
Rys. 8.5. Zależność współczynnika kształtu od współczynnika pełnotliwości CB	121

Spis tabel

Tabela 3.1. Podział głębokości drogi wodnej ze względu na h/T	37
Tabela 3.2. Zależność współczynnika kształtu od h/T	42
Tabela 4.1. Podstawowe parametry zestawu barek pchanych	45
Tabela 4.2. Podstawowe parametry barek motorowych	46
Tabela 4.3. Podstawowe parametry zestawów pchanych z pchaczem	46
Tabela 8.1 Współczynniki kształtu dla OBM.....	109
Tabela 8.2 Współczynniki kształtu dla barki SFKO.....	110
Tabela 8.3 Współczynniki kształtu dla kształtów Z	111
Tabela 8.4 Współczynniki kształtu dla B170	112
Tabela 8.5 Współczynniki kształtu dla B170(3).....	113
Tabela 8.6 Współczynniki kształtu dla BM Duisburg	114
Tabela 8.7 Współczynniki kształtu dla OBM – dzioby $h = 2,0$ m i $T = 1,6$ m	117
Tabela 8.8 Współczynniki kształtu dla OBM – dzioby $h = 2,5$ m i $T = 1,6$ m	118