

WYZNACZANIE KĄTÓW PRZECHYŁU DYNAMICZNEGO STATKU ZA POMOCĄ RÓWNIANIA KOŁYSAŃ BOCZNYCH

Praca przedstawia możliwości zastosowania równania kołysań bocznych statku do wyznaczania kątów przechyłu dynamicznego, wywołanych np. uderzeniem wiatru. Równanie to w odróżnieniu od powszechnie stosowanej metody analityczno-graficznej, polegającej tylko na porównywaniu prac wykonanych przez moment prostujący i przechylający, pozwala uwzględnić wszystkie zjawiska zachodzące podczas przechylania statku, w tym tłumienie przechylania związane między innymi z działaniem stępek przeciwpzechyłowych. Opisano metodykę realizacji za pomocą równania kołysań bocznych, różnych scenariuszy dynamicznego przechylania statku. Przedstawiono również przykładowe porównania kątów przechyłu dynamicznego statku, wyznaczanych za pomocą uproszczonej metody analityczno-graficznej oraz przy wykorzystaniu równania różniczkowego kołysań bocznych, z uwzględnieniem tłumienia.

Słowa kluczowe: stateczność statku, stateczność dynamiczna, równanie kołysań bocznych statku.

WSTĘP

Odpowiednia stateczność poprzeczna statku jest jednym z elementów mających zapewnić jego bezpieczną eksploatację w morzu, z uwzględnieniem niekorzystnych warunków pogodowych. Obecnie wymagania, dotyczące stateczności dla statku w morzu, regulowane są przepisami konwencji SOLAS, a dokładniej stanowiącego jej część Kodeksu Stateczności Statku w Stanie Nieuszkodzonym (ISC – *Intact Stability Code*) [7] oraz przepisami instytucji klasyfikacyjnej sprawującej, w imieniu Administracji danego kraju, nadzór nad eksploatacją statku. Wymagania dla warunków portowych nie są formalnie określone, jednakże statek powinien mieć zapewnioną stateczność pozwalającą bezpiecznie wykonać operacje rozładunku oraz załadunku. Problemy dotyczące stateczności statków w czasie operacji portowych opisano w [9].

Stateczność poprzeczna statku w warunkach morskich oceniana jest zarówno w aspekcie wymuszeń statycznych (np. moment przechylający wywołany wejściem statku w cyrkulację), jak i dynamicznych (uderzenie wiatru). Rozpatrując uderzenie wiatru, sprawdza się, czy statek je wytrzyma, biorąc pod uwagę jego kołysania na fali. Zakłada się, że uderzenie wiatru następuje w najmniej korzystnym momencie, tzn., gdy statek, kołysząc się na fali, będzie maksymalnie przechylony na burtę, na którą działa wiatr. Kryterium sprawdzane jest za pomocą metody analityczno-graficznej opisaną w każdym podręczniku dotyczącym

stateczności statku [1, 5, 11, 12], a polegającej na porównywaniu prac wykonywanych przez momenty: prostujący i przechylający. Moment prostujący zależy od aktualnego stanu załadowania statku, natomiast moment przechylający wyznaczany jest dla statku na podstawie ciśnienia wiatru określonego przepisami, przy czym ciśnienia te nie uwzględniają sytuacji ekstremalnych, takich jak huragany czy cyklony tropikalne.

Ta sama metoda analityczno-graficzna jest powszechnie stosowana w celu wyznaczania kątów przechyłu statku przy dynamicznym działaniu momentu zewnętrznego. Wykorzystywana jest w obliczeniach praktycznych oraz do różnych analiz statecznościowych, w tym analiz dotyczących wypadków morskich. Jednak, kąty przechyłu dynamicznego wyznaczone tą metodą nie są prawidłowe, ponieważ nie pozwala ona uwzględnić szeregu zjawisk. Jednym z ważniejszych jest tłumienie kołysań, związane np. z działaniem stępek przeciwprzechyłowych. Kołysanie się statku na fali również nie jest uwzględniane prawidłowo. Aby uwzględnić wszystkie zjawiska zachodzące podczas dynamicznego przechylania statku kołyszącego się na fali, należy wykorzystać równania ruchu statku.

Artykuł ma na celu zaprezentowanie możliwości wykorzystania równań ruchu statku do wyznaczania kątów przechyłu dynamicznego, przy czym w ramach przeprowadzonej analizy pominięte zostały sprzężenia ruchu dla innych stopni swobody niż kołysania boczne statku. Wszystkie zaprezentowane wyniki symulacji numerycznych uzyskano przy wykorzystaniu programu typu CAS (*Computer Algebra System* – system algebry komputerowej).

1. ANALITYCZNO-GRAFICZNA METODA WYZNACZANIA KĄTÓW PRZECHYŁU DYNAMICZNEGO

Powszechnie stosowana analityczno-graficzna metoda wyznaczania kątów przechyłu dynamicznego statku jest uproszczoną metodą równowagi energetycznej. Według niej przy dynamicznym działaniu momentu przechylającego statek przechyla się do kąta, przy którym praca wykonana przez moment prostujący równa będzie pracy wykonanej przez moment przechylający. Zastosowane uproszczenia polegają m.in. na pominięciu wpływu: stępek przeciwprzechyłowych, masy wody towarzyszącej kołysaniu czy sprzężeń z ruchami statku w innych stopniach swobody. Wartości pracy A obu momentów wyznaczone są zgodnie z zależnością:

$$A = \int M(\phi) d\phi \quad (1)$$

gdzie $M(\phi)$ – moment prostujący lub przechylający.

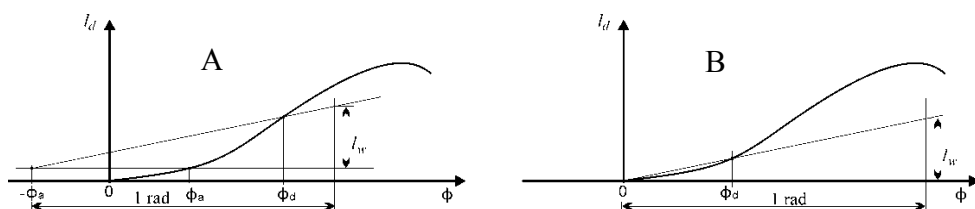
W przypadku momentu przechylającego zakłada się jego stałą wartość w funkcji kąta przechyłu, co pozwala wartość wykonanej pracy policzyć zgodnie z zależnością:

$$A = M(\phi) \cdot \Delta\phi \quad \text{dla} \quad M(\phi) = \text{const} \quad (2)$$

Wartości pracy momentu prostującego i przechylającego w funkcji kąta przechyłu przedstawia się w formie graficznej w jednym układzie współrzędnych, a kąt przechyłu statku wyznaczony jest przez przecięcie się obu wykresów. Wykresy nie będą się przecinały, gdy moment przechylający powoduje przewrócenie statku lub gdy w chwili jego zadziałania moment prostujący jest od niego większy.

Zazwyczaj zamiast wykresów pracy momentu prostującego i przechylającego korzysta się z wykresów pracy obu momentów dzielonych przez wyporność statku, gdzie pracę momentu prostującego dzieloną przez wyporność nazywa się umownie ramieniem stateczności dynamicznej i oznacza symbolem l_d .

Schemat wyznaczania kąta przechyłu dynamicznego ϕ_d na wykresie stateczności dynamicznej, przy uwzględnieniu kołysania się statku na fali z amplitudą ϕ_a prezentuje rysunek 1A, natomiast z pominięciem kołysania – rysunek 1B. Schemat na rysunku 1A dotyczy najbardziej niebezpiecznego układu zjawisk, tzn. dynamicznego zadziałania siły zewnętrznej (np. wiatru) w chwili osiągnięcia maksymalnego przechyłu na burcie, na którą ma zadziałać siła (na rysunku jest to kąt $-\phi_a$).



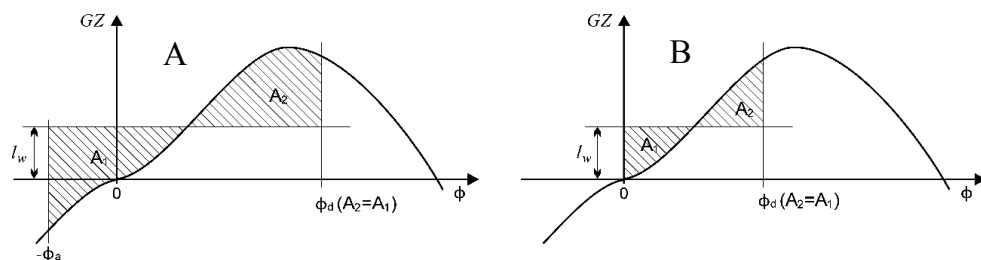
Rys. 1. Schemat wyznaczania kąta przechyłu statku przy dynamicznym działaniu momentu przechylającego o ramieniu l_w , na wykresie ramion stateczności dynamicznej z uwzględnieniem (A) oraz pominięciem (B) kołysania się statku na fali

Fig. 1. Scheme of determining the angle of heel, induced by the impact of the external moment with heeling lever l_w , using the curve of dynamic stability arms, with (A) and without (B) rolling taken into account

Często zamiast wykresów ramion stateczności dynamicznej wykorzystuje się bezpośrednio wykresy ramienia momentu prostującego i przechylającego. Wyznaczanie kąta przechyłu dynamicznego polega wtedy na porównywaniu pól powierzchni pod obydwooma wykresami. Statek przechyla się do kąta, przy którym pola powierzchni pod wykresami są sobie równe. Podejście takie dla sytuacji analogicznych do rysunku 1 prezentuje rysunek 2.

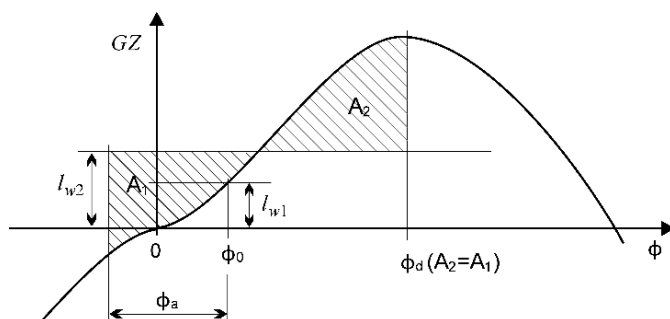
Scenariusz przedstawiony na rysunkach 1A i 2A, jest mało prawdopodobny w rzeczywistej sytuacji statku na sfalowanym morzu. Zakłada on bowiem kołysanie się statku względem kąta 0° i nagle pojawienie się wiatru przy przechyle $-\phi_a$. Bliższy rzeczywistości jest scenariusz przyjęty w kodeksie ISC. Według ISC w dłuższym okresie na statek działa wiatr o ustalonej sile, powodując stały kąt przechyłu ϕ_0 , względem którego kołysze się on na fali z amplitudą ϕ_a . Dynamiczne uderzenie wiatru (np. nadejście szkwału) rozpatruje się dla statku w skrajnym

przechyły na burtę nawietrzną (przechylonego o kąt ϕ_a względem ϕ_0). Scenariusz ten pokazano na rysunku 3, gdzie l_{w1} oznacza ramię momentu przechylającego od statycznego działania wiatru, a l_{w2} – od działania dynamicznego.



Rys. 2. Schemat wyznaczania kąta przechyłu statku przy dynamicznym działaniu momentu przechylającego o ramieniu l_w , na wykresie ramion stateczności statycznej z uwzględnieniem (A) oraz pominięciem (B) kołysania się statku na fali

Fig. 2. Scheme of determining the angle of heel, induced by the impact of the external moment with heeling lever l_w , using the GZ curve, with (A) and without (B) rolling taken into account



Rys. 3. Schemat wyznaczania kąta przechyłu dynamicznego statku zgodnie ze scenariuszem przyjętym w kodeksie ISC (l_{w1} , l_{w2} – ramię momentu od statycznego oraz dynamicznego działania wiatru)

Fig. 3. Scheme of determining the angle of heel, induced by the wind impact, according to the ISC scenario (l_{w1} , l_{w2} – steady and gust wind heeling lever)

Szerszy opis wyznaczania kątów przechyłu dynamicznego za pomocą metody analityczno-graficznej znaleźć można w podręcznikach [5, 11, 12].

2. WYZNACZANIE KĄTÓW PRZECHYŁU DYNAMICZNEGO ZA POMOCĄ RÓWNAŃ KOŁYSAŃ BOCZNYCH

Opisana powyżej analityczno-graficzna metoda wyznaczania kątów przechyłu dynamicznego nie pozwala uwzględnić:

- tłumienia przechylania związanego ze stępkami przeciwpzechyłowymi, lepkością wody czy falą;

- zmienności momentu przechylającego;
- masy wody towarzyszącej kołysaniu (zależy ona m.in. od amplitudy kołysań oraz powierzchni zwilżonej kadłuba);
- częstości fali wymuszającej kołysania boczne;
- rzeczywistego wpływu kołysania się statku na fali;
- wpływu sprzężeń z ruchami statku w pozostałych stopniach swobody.

Aby uwzględnić te elementy, niezbędne jest zastosowanie układu równań ruchu statku. Jeżeli jednak pominięte zostaną sprzężenia z ruchami w pozostałych stopniach swobody, to równanie kołysań bocznych statku z uwzględnieniem wymuszenia zewnętrznego przedstawić można w postaci:

$$I_x + A_{44} \phi + B_e \phi + K \phi = M_w \cos \omega_e t + M_d(t) \quad (3)$$

gdzie:

- I_x – poprzeczny moment bezwładności masy statku,
- A_{44} – moment masy wody towarzyszącej kołysaniu,
- B_e – ekwiwalentny liniowy współczynnik tłumienia kołysania,
- $K(\phi)$ – moment przywracający, inaczej moment prostujący lub sztywności,
- M_w – zewnętrzny moment od fali (tu jest to pojedyncza fala harmoniczna o częstości spotkaniowej ω_e),
- $M_d(t)$ – zmienny w czasie zewnętrzny moment przechylający, np. od działania wiatru.

Wartości momentu A_{44} , a przede wszystkim współczynnika B_e , zmieniają się nieliniowo, głównie w zależności od amplitudy kołysania. Szczególnie kłopotliwy jest współczynnik tłumienia kołysań, który zmienia się znacząco i w sposób nieliniowy w funkcji amplitudy, częstości kołysań, jak i prędkości postępowej statku [3, 6, 14]. Ponieważ dokładne określenie wartości B_e na podstawie obliczeń nie jest możliwe, w projektach badawczych dysponujących odpowiednim finansowaniem, gdzie zazwyczaj obliczenia numeryczne łączy się z badaniami modelowymi, wyznaczany jest on podczas tzw. *Decay Test* [8, 14]. Jednak, aby uzyskać pełen obraz zmienności B_e , konieczne byłoby wyznaczenie trójwymiarowej macierzy wartości tego współczynnika w układzie amplituda-częstość-prędkość. W praktyce najczęściej wyznaczana jest jego wartość średnia dla założonej amplitudy *Decay Test*. Stosowana jest ona później, jako wartość stała, niezależna od amplitudy, jak i częstości kołysania. Jeżeli jednak wyznaczono by macierz $B_e(\phi_a, \omega)$, to trzeba zauważyć, że wyznaczone wartości współczynnika tłumienia dotyczą określonej amplitudy przy danej częstości kołysania, podczas gdy wartość amplitudy wyznaczona zostanie dopiero w trakcie symulacji. Aby rozwiązać ten problem, często stosuje się tzw. funkcje przejścia RAO (*Response Amplitude Operators*). W związku z tym, w pracach natury teoretycznej najczęściej przyjmuje się stałą wartość ekwiwalentnego współczynnika tłumienia B_e . Zmienność masy wody towarzyszącej kołysaniu również jest zazwyczaj pomijana, a wartość A_{44} przyjmowana jest równa 20% momentu I_x .

Moment przywracający $K(\phi)$ równy jest iloczynowi wyporności statku D oraz ramienia prostującego GZ :

$$K \phi = D \cdot GZ(\phi) \quad (4)$$

Po podstawieniu zależności (4) do równania (3) i podzieleniu obu stron przez $(I_x + A_{44})$ oraz zastosowaniu kilku przekształceń otrzymuje się równanie:

$$\ddot{\phi} + 2\mu \cdot \dot{\phi} + \frac{\omega_n^2}{GM} GZ(\phi) = \xi_w \cos(\omega_e t) + \xi_d(t) \quad (5)$$

gdzie:

- ω_n – częstość kołysań własnych statku,
- GM – początkowa poprzeczna wysokość metacentryczna,
- μ – współczynnik tłumienia kołysań,
- ξ_w, ξ_d – współczynniki zewnętrznego wymuszenia odpowiednio momentu od fali i np. momentu od wiatru.

Równanie postaci (5) jest bardzo często stosowane ze zmienną postacią strony prawej (zależną od założeń symulacji), ale zarówno ω_n (wyznaczana zgodnie z zaleceniami IMO [7]), jak i GM , są parametrami prawidłowymi tylko w zakresie małych amplitud kołysania. Dlatego warto zastosować kolejne podstawienie, sprowadzając równanie (5) do postaci:

$$\ddot{\phi} + 2\mu \cdot \dot{\phi} + \frac{g}{r_x^2} GZ(\phi) = \xi_w \cos(\omega_e t) + \xi_d(t)$$

gdzie:

- r_x^2 – poprzeczny promień bezwładności masy statku, uwzględniający masę wody towarzyszącej kołysaniu,
- g – przyspieszenie ziemskie.

Zależność ramienia prostującego od kąta przechyłu przedstawia się w formie krzywej ramion prostujących. Do jej wyznaczenia najczęściej wykorzystuje się wartości ramion stateczności kształtu (pantokareny). Obliczenia wykonuje się dla kątów, dla których podano wartości pantokaren, a przebiegi pomiędzy nimi ustala się graficznie, prowadząc linię płynną przez uzyskane punkty. Ponieważ krzywej GZ nie można zapisać w formie zależności analitycznej, w symulacjach numerycznych wartości ramienia prostującego najlepiej jest wyznaczać na bieżąco, dla aktualnego położenia statku na wodzie. Jednak obliczenia te znacząco wydłużają czas symulacji lub nie można ich zastosować, dlatego w symulacjach numerycznych kołysań statku najczęściej stosuje się aproksymacje krzywej GZ [2, 4, 13, 15]. W prezentowanej pracy krzywą GZ aproksymowano wielomianem potęgowym 9. stopnia:

$$GZ(\phi) = C_1 \cdot \phi + C_3 \cdot \phi^3 + C_5 \cdot \phi^5 + C_7 \cdot \phi^7 + C_9 \cdot \phi^9 \quad (7)$$

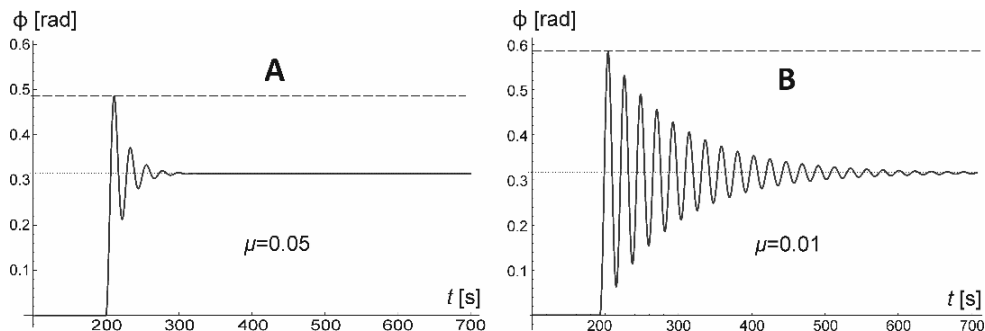
gdzie C_1 do C_9 – współczynniki wielomianu aproksymującego wyznaczone metodą najmniejszych odchyleń średniokwadratowych.

Wszystkie prezentowane w pracy wyniki symulacji numerycznych uzyskano, wykorzystując równanie (6) w połączeniu z aproksymacją krzywej GZ formułą (7).

Aby wyznaczyć kąt przechyłu dynamicznego za pomocą równania (6), wystarczy na początku symulacji zadać wymuszenie od fali (od wartości ξ_w zależy amplituda kołysań na fali) oraz w wybranym momencie wprowadzić współczynnik

wymuszenia od wiatru ζ_d (jego nagłe pojawienie się jest jednoznaczne z dynamicznym uderzeniem wiatru).

Rysunek 4 przedstawia przykładową symulację, w której pominięto kołysanie statku na fali ($\zeta_w = 0$), a w 200. sekundzie wprowadzono nagłe moment przechylający o zadanej wartości, po czym w dalszej części symulacji wartość tego momentu nie była już zmieniana. Odpowiedzią równania jest seria wahań statku, po czym przechył stabilizuje się na poziomie kąta, jaki statek uzyskałby przy statycznym działaniu wiatru o zadanym momencie (na rysunku linia kropkowana na poziomie 0,316 rad). Dynamiczny kąt przechyłu, uzyskany przez statek, odpowiada maksymalnej wartości kąta wywołanego zaraz po wystąpieniu momentu przechylającego (na rysunku linia przerywana), przy czym jest on mocno uzależniony od współczynnika tłumienia μ . Przy $\mu = 0,05$ kąt dynamiczny równy jest 0,482 rad, natomiast przy $\mu = 0,01$ wynosi już 0,585 rad. Wartość współczynnika tłumienia ma również wpływ na czas wygaszania kołysań i stabilizacji przechyłu w dalszej części symulacji.

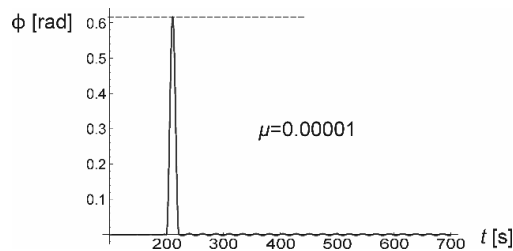


Rys. 4. Wyniki symulacji numerycznych (6), dla dynamicznego zadziałania momentu przechylającego, z pominięciem kołysania się statku na fali, dla dwóch wartości współczynnika tłumienia kołysań μ

Fig. 4. Numerical simulation results of a heeling moment impact, without rolling taken into account, for two values of the roll damping coefficient

Ponieważ w metodzie analityczno-graficznej tłumienie nie jest w ogóle uwzględniane, to, aby można było zweryfikować zgodność obu metod, w symulacji numerycznej należy przyjąć współczynnik tłumienia równy 0. Jednak przy $\mu = 0$ statek od 200. sekundy symulacji kołysałby się ze stałą amplitudą względem kąta 0,316 rad. Aby tego uniknąć, moment zewnętrzny można zadać w formie impulsu o czasie trwania zbliżonym do okresu kołysań własnych statku. Wtedy, nawet przy tłumieniu równym 0, wynik symulacji prezentować się będzie jak na rysunku 5.

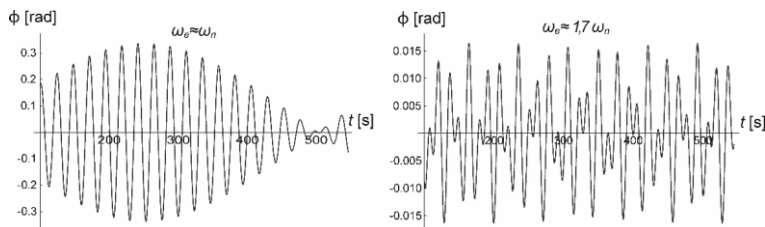
Dla przypadku przedstawionego na rysunku 5 kąt przechyłu dynamicznego równy jest 0,613 rad, natomiast, stosując metodę analityczno-graficzną (rys.1B), otrzymano kąt 0,603 rad. Przy pominięciu zatem tłumienia kołysań oraz kołysania na fali obie metody dają ten sam rezultat.



Rys. 5. Wynik symulacji numerycznej dla dynamicznego zadziałania momentu przechylającego o charakterze impulsu, z pominięciem tłumienia oraz kołysania statku na fali

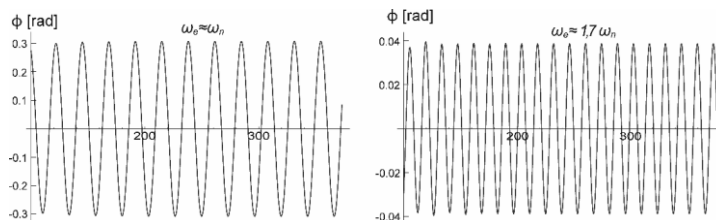
Fig. 5. Numerical simulation result of a heeling moment impact (20 s impulse), without roll damping and rolling taken into account

Uwzględnienie kołysania statku na fali, wywoływanego wymuszeniem postaci $\xi_w \cdot \cos(\omega_e \cdot t)$, komplikuje sytuację. Pominięcie tłumienia powoduje, że obraz kołysań bocznych, wywołanych falą regularną, staje się nierzeczywisty i mocno zależny od częstości spotkaniowej fali, co prezentuje rysunek 6. Dodatkowo, dla ω_e bliskich częstości rezonansowej, nawet dla bardzo małych wartości wymuszenia, osiągane są duże amplitudy kołysania (często powyżej 1 radiana). Zastosowanie realistycznych wartości współczynnika tłumienia kołysań powoduje, że obraz kołysań bocznych statku na fali wygląda jak na rysunku 7. Przy tej samej wartości wymuszenia zmiana ω_e powoduje zmianę amplitudy, jak i okresu kołysania.



Rys. 6. Wyniki symulacji numerycznej kołysania statku wywołanego pojedynczą falą harmoniczną dla $\omega_e \approx \omega_n$ oraz $\omega_e \approx 1,7\omega_n$ przy pominięciu tłumienia kołysań

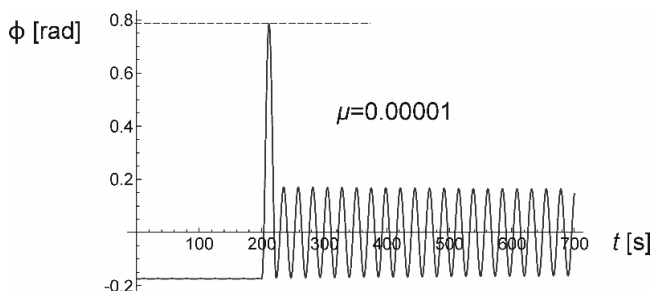
Fig. 6. Numerical simulation results of rolling caused by a single harmonic wave, for $\omega_e \approx \omega_n$ and $\omega_e \approx 1,7\omega_n$, without roll damping taken into account



Rys. 7. Wyniki symulacji numerycznej (6) kołysania statku wywołanego pojedynczą falą harmoniczną dla $\omega_e \approx \omega_n$ oraz $\omega_e \approx 1,7\omega_n$ z uwzględnieniem realistycznego tłumienia kołysań

Fig. 7. Numerical simulation results of rolling, caused by a single harmonic wave, for $\omega_e \approx \omega_n$ and $\omega_e \approx 1,7\omega_n$, with feasible roll damping taken into account

Pomimo powyższego problemu możliwa jest, za pomocą równania (6), realizacja scenariusza jak na rysunkach 1A (2A) czy 3, przy tłumieniu równym 0. Scenariusze te sprowadzają się do określenia chwili, a dokładniej przechyłu, przy którym następuje dynamiczne zadziałanie momentu zewnętrznego. Przykładowo, jeśli zgodnie ze scenariuszem ISC (rys. 3) przyjmie się, że w dłuższym okresie wiatr powoduje stały przechył 5° , względem którego statek kołysze się z amplitudą 15° , to, rozpatrując sytuację najbardziej niebezpieczną, zakłada się uderzenie wiatru przy kącie -10° (uderzenie w burtę przechyłu). Aby zrealizować ten scenariusz w równaniu (6), wystarczy wymuszenie od fali zamienić na wymuszenie powodujące stały przechył -10° , a następnie w wybranej chwili wymuszenie to zamienić na przeciwnie skierowane impulsowe wymuszenie od wiatru, jak na rysunku 8.



Rys. 8. Wynik symulacji numerycznej uderzenia wiatru (impuls 20-sekundowy), zgodnie ze scenariuszem IMO, z pominiętym tłumieniem kołysania

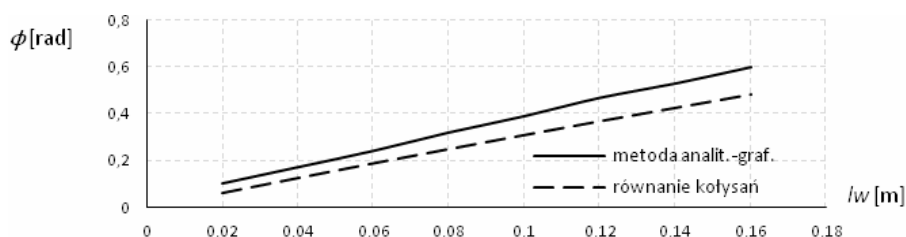
Fig. 8. Numerical simulation result of a wind impact (20 s impulse), according to the IMO scenario, without roll damping taken into account

Kąt przechyłu, uzyskany w symulacji (rys. 8), okazał się równy kątowi wyznaczonemu metodą analityczno-graficzną (rys. 3). Kołysania, występujące po 220. sekundzie symulacji nie są wygaszane ze względu na brak tłumienia, a ich amplituda zależy od stanu symulacji w chwili zakończenia działania impulsu od wiatru.

3. WPŁYW TŁUMIENIA KOŁYSANIA STATKU NA WARTOŚCI KĄTÓW PRZECHYŁU DYNAMICZNEGO

Wszystkie symulacje numeryczne i porównania wykonano dla drobnicowca o długości między pionami $L_{pp} = 140$ m, w stanie załadowania $T = 9,00$ m i $GM = 0,40$ m. Jako wartość współczynnika tłumienia μ przyjęto 0,05, podobnie jak w [10]. Uwzględniając kołysania, wartość współczynnika ξ_w dobierano tak, by uzyskać amplitudę kołysań równą przyjętej w metodzie analityczno-graficznej.

Pierwsze porównanie wykonano dla scenariusza z pominięciem kołysania statku na fali, a więc zgodnego ze schematem na rysunkach 1B i 2B. Porównanie wyników uzyskanych obydwojema metodami prezentuje rysunek 9.

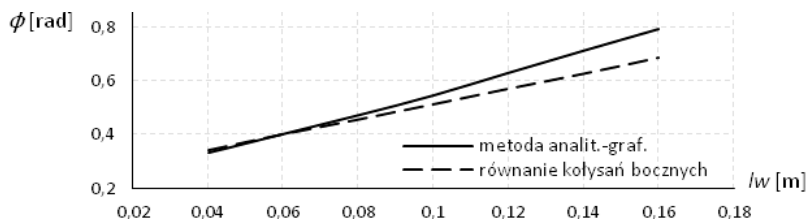


Rys. 9. Kąty przechyłu dynamicznego wyznaczone metodą analityczno-graficzną i z równania kołysań bocznych z uwzględnieniem tłumienia, przy pominięciu kołysania statku na fali

Fig. 9. Angles of the dynamical heel, determined by the analytical-graphical method and roll equation with damping, for a case without rolling on waves

Zgodnie z oczekiwaniami, ze względu na tłumienie kąty przechyłu wyznaczone za pomocą równania kołysań są mniejsze. Różnica między wynikami zwiększa się wraz z amplitudą, ale, pomijając małe kąty w zakresie do 0,15 rad, równanie kołysań z uwzględnieniem tłumienia dawało kąty przechyłu dynamicznego mniejsze o ok. 20–25% względem metody analityczno-graficznej.

Porównanie drugie dotyczyło scenariusza zgodnego z kodeksem ISC, a więc uwzględniającego kołysania na fali oraz pewną średnią siłę wiatru (rys. 3). Jednak w przypadku równania kołysań bocznych scenariusz został lekko zmodyfikowany, tak by był bliższy rzeczywistości. Jeżeli statek kołysze się względem kąta wywołanego stałym poziomem siły wiatru, to, osiągając skrajne położenie w amplitudzie kołysań, należy uwzględniać tylko nagły wzrost siły wiatru, nie traktując całej jego siły jako działającej dynamicznie, tak jak jest to w schemacie na rysunku 3. Równanie kołysań pozwala zrealizować taką modyfikację bez większych problemów. Porównanie wyników obu metod przedstawiono na rysunku 10.



Rys. 10. Kąty przechyłu dynamicznego wyznaczone metodą analityczno-graficzną i z równania kołysań bocznych z uwzględnieniem tłumienia, dla scenariusza zgodnego z Kodeksem ISC

Fig. 10. Angles of the dynamical heel determined by the analytical-graphical method and roll equation with damping, for the IS-Code scenario

Ze względu na wspomnianą modyfikację scenariusza wykresy na rysunku 10 mają początek przy l_w na poziomie 0,04 m, a więc na poziomie wartości ramienia wiatru stałego, zatem $l_w = 0,10$ m w przypadku równania kołysań oznacza stałe

działanie wiatru o ramieniu 0,04 m i jego dynamiczny wzrost o 0,06 m. Jak widać na rysunku 10, różnice pomiędzy wynikami obu metod pojawiają się dopiero dla kątów wyraźnie przekraczających skrajny kąt przechyłu od wiatru stałego i fali, na burtę zawietrzną, wynoszący ok. 0,35 rad. Dla maksymalnego, analizowanego ramienia $l_w = 0,16$ m, równanie kołysań z uwzględnionym tłumieniem dało kąt przechyłu dynamicznego mniejszy o 13%.

W obu zaprezentowanych przypadkach poziom zmniejszenia kąta przechyłu uzależniony jest od wartości współczynnika tłumienia.

Pominięcie tłumienia kołysań, jak i uproszczone podejście do kołysania statku na fali, skutkują zawyżaniem kątów przechyłu dynamicznego, wyznaczanych metodą analityczno-graficzną. W praktyce eksploatacyjnej statku podejście takie jest często stosowane i nazywane jest „stanem po stronie bezpiecznej”.

PODSUMOWANIE

Artykuł przedstawia wyniki prac wstępnych, obejmujących głównie przygotowanie metodyki wykorzystania równania kołysań bocznych statku do wyznaczania kątów przechyłu dynamicznego. Zaprezentowano możliwości równania kołysań w zakresie modelowania dynamicznego przechylania statku na sfalowanym akwenie. Przedstawione wyniki symulacji dotyczyły jednak tylko prostych układów, a więc wiatrów o stałej sile oraz kołysania na fali regularnej o częstości zbliżonej do częstości kołysań własnych statku (przy innych częstościach scenariusz ISC nie określa układu najbardziej niebezpiecznego dla statku). Założono również stałą wartość współczynnika tłumienia, jak i masy wody towarzyszącej kołysaniu, oraz pominięto sprzężenia z innymi stopniami swobody. W związku z tym, do wyciągnięcia uogólnionych wniosków niezbędne będzie wykonanie szeregu kolejnych symulacji numerycznych dla statków o różnych charakterystykach statecznościowych oraz uwzględnienie chociażby nieliniowości zmian tłumienia kołysań bocznych.

LITERATURA

1. Barrass B., Derrett R., *Ship Stability for Masters and Mates*, Seventh Edition, Elsevier Ltd., Butterworth-Heinemann, 2012.
2. Bulian G., Francescutto A., *Effect of roll modelling in beam waves under multi-frequency excitation*, Ocean Eng., Vol. 38, 2011, s. 1448–1463.
3. Cardo A., Coppola C., Contento G., Francescutto A., Penna R., *On the Nonlinear Ship Roll Damping Components*, Proceedings, International Symposium NAV'94, Rome 1994.
4. Cardo A., Francescutto A., Nabergoj A., *On damping models in free and forced rolling motions*, Ocean Eng., Vol. 9, 1982, s. 171–179.
5. Dudziak J., *Teoria okrętu*, Fundacja Promocji POiGM, Gdańsk 2008.

6. Himeno Y., *Prediction of Ship Roll Damping – State of the Art*, The University of Michigan, MI, 1981.
7. IMO, *Intact Stability Code*, 2009.
8. Jang T., Kwon S., Lee J., *Recovering the functional form of the nonlinear roll damping of ships from a free-roll decay experiment: An inverse formulism*, Ocean Eng., Vol. 37, 2010, s. 1337–1344.
9. Płochecka R., Soliwoda J., *Stateczność statków handlowych w czasie operacji portowych*, Prace Wydziału Nawigacyjnego Akademii Morskiej w Gdyni, 2009, z. 23, s. 72–85.
10. Shin Y.S., Belenky V.L., Paulling J.R., Weems K.M., Lin W.M., *Criteria for Parametric Roll of Large Containerships in Longitudinal Seas*, ABS Technical Papers, 2004.
11. Staliński J., *Teoria okrętu*, Wydawnictwo Morskie, Gdynia 1961.
12. Szozda Z., *Stateczność statku morskiego*, Akademia Morska w Szczecinie, Szczecin 2004.
13. Tylan M., *The effect of nonlinear damping and restoring in ship rolling*, Ocean Eng., Vol. 27, 2000, s. 921–932.
14. Uzunoglu E., Guedes Soares C., *Automated processing of free roll decay experimental data*, Ocean Eng., Vol. 102, 2015, s. 17–26.
15. Wawrzyński W., *Aproksymacja krzywej ramion prostujących i jej wpływ na symulacje numeryczne kołysań bocznych statku*, „Logistyka”, 2015, nr 4, s. 1161–1170.

USE OF THE ROLLING EQUATION IN THE CALCULATION OF THE DYNAMIC ANGLES OF SHIP'S HEEL

Summary

The paper shows the possible usage of the rolling equation in the dynamic angles of ship's heel calculations. The commonly used analytical-graphical method is based on the energy balance method and only compares the work done by the righting and heeling moments. The rolling equation unlike the analytical-graphical method, allows to take into account all the phenomena occurring during ship's heeling, including roll damping. For the rolling equation formula, the implementation methodology of the different scenarios of ship's dynamical heeling has been described. The comparison of the heel calculated using the analytical-graphical method and obtained in numerical simulations for the rolling equation are presented.

Keywords: ship stability, ship dynamic stability, ship rolling equation.