

Michał J. KRĘZELEWSKI, Wojciech MISIĄG

Instytut Okrętowy
Politechniki Gdańskiej

METODY WYZNACZANIA REAKCJI HYDRODYNAMICZNYCH NA KADŁUBIE MANEWRUJĄCEGO STATKU

Streszczenie: W pracy sformułowano ogólny problem hydrodynamiczny manewrującego statku oraz przedstawiono metody określania sił na kadłubie, oparte na badaniach eksperymentalnych. Zwrócono również uwagę na efekt skali w tych badaniach.

1. Wstęp

W ostatnich latach dał się zauważyć ogromny wzrost zainteresowania własnościami manewrowymi statku. Związane jest to z bardzo dynamicznym zwiększeniem przewozów na światowych szlakach żeglugowych, co pociągnęło za sobą wzrost liczby statków. Różnorodność typów, a co za tym idzie, różnorodność kształtów i wielkości statków oraz dążenie do maksymalnej automatyzacji sterowania ruchem statku, doprowadziło do konieczności szerszego poznania problemów manewrowości poszczególnych typów statków.

Drugim czynnikiem, który miał duży wpływ na rozwój badań nad problemami manewrowości było bezpieczeństwo żeglugi. Wraz ze wzrostem wielkości eksploatowanych statków, okazało się, że istniejące drogi wodne, porty są niedostosowane do wymogów stawianych im przez współczesne statki. Spowodowało to zwiększenie liczby kolizji, co przy obecnej strukturze przewozów /duże jednorazowe partie ropy naftowej, chemikaliów/ stwarza ogromne zagrożenie dla życia ludzkiego oraz dla środowiska naturalnego.

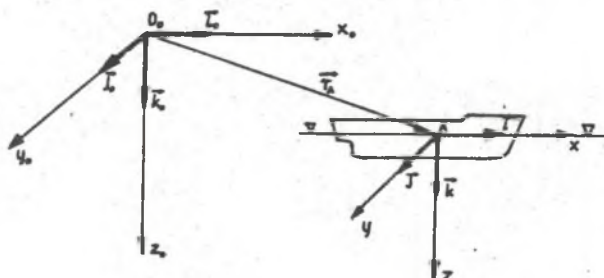
Obecnie, dla podniesienia efektywności szkolenia kapitanów nowoczesnych statków stosuje się symulatory manewrowe oraz specjalne modele statków rzeczywistych. Do budowy tych urządzeń niezbędna jest znajomość sił działających na kadłub statku, czyli innymi słowy równań rządzących ich ruchem.

2. Sformułowanie ogólnego problemu hydrodynamicznego ruchu statku

Niech statek porusza się po niesfalowanej powierzchni akwenu S_F .

Zwiążmy ze statkiem, traktowanym jako ciało sztywne, kartezjański układ współrzędnych o początku zaczepionym w A - w punkcie przecięcia 3 płaszczyzn: owręza, wodnicy i płaszczyzny symetrii. Równania dynamiki, pozwalające określić ruch statku, będą miały w tym układzie postać (2.1)

[1], [3]:



Rysunek 2.1.

$$\begin{cases} \frac{d\vec{L}_0}{dt} + \vec{\omega} \times \vec{L}_0 = \vec{F} \\ \frac{d\vec{H}_0}{dt} + \vec{\omega} \times \vec{H}_0 + \vec{v}_A \times \vec{L}_0 = \vec{M}_A \end{cases} \quad (2.1)$$

gdzie: $\vec{L}_0 = m(\vec{v}_A + \vec{\omega} \times \vec{r})$ - pęd statku,
 $\vec{H}_0 = \vec{J} \cdot \vec{\omega} + m\vec{r}_0 \times \vec{v}$ - kręt statku,
 $\vec{\omega}$ - prędkość kątowa obrotu układu ruchowego,
 \vec{F} - suma sił zewnętrznych działających na statek,
 \vec{M}_A - suma momentów zewnętrznych względem punktu A działających na statek.

Zaniedbując oddziaływanie atmosfery na statek można przedstawić siłę \vec{F} jako sumę dwóch składowych: całkowitej reakcji hydrodynamicznej \vec{R}_H i ciężaru statku \vec{G} , zaś moment \vec{M}_A jako sumę momentów sił \vec{R}_H i \vec{G} względem punktu A.

Reakcja \vec{R}_H i jej moment wyrażają się poprzez tensor naprężeń płynu:

$$\begin{aligned} \vec{R}_H &= \int_S \vec{n} \cdot \vec{P} dS \\ \vec{M}_H &= \int_S \vec{r} \times \vec{n} \cdot \vec{P} dS \end{aligned} \quad (2.2)$$

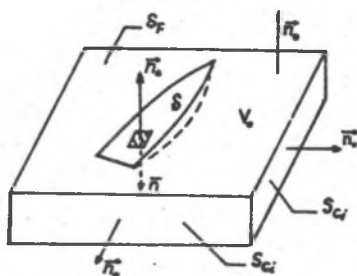
gdzie: S - powierzchnia zwiłzona statkiem,
 \vec{n} - normalna zewnętrzna do powierzchni.

Korzystając z zasady pędu i momentu pędu dla obszaru płynnego V , którego jedną z granic jest powierzchnia S /rysunek 2.2/, można wyrazić te wielkości w układzie związanym ze statkiem wzorami [1]:

$$\begin{aligned} \vec{R}_H &= - \int_V \rho \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} dV - \vec{\omega} \times \int_V \rho \vec{v} dV - \int_{S_0 + S_{Sc}} \rho \vec{v}_w \cdot \vec{n}_w \cdot \vec{e} \nabla dS + \int_S \rho \vec{v}_w \cdot \vec{n} \cdot \vec{e} \nabla dS + \\ &+ \int_{S_0 + S_{Sc}} \vec{n}_w \cdot \vec{P} dS + \int_V \rho \vec{b} dV \end{aligned} \quad (2.2a)$$

$$\begin{aligned} \vec{M}_H &= - \vec{v}_A \times \vec{Q} - \int_V \rho \vec{r} \times \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} dV - \vec{\omega} \times \int_V \rho \vec{r} \times \vec{v} dV - \int_{S_0 + S_{Sc}} \rho \vec{r} \times \vec{v}_w \cdot \vec{n}_w \cdot \vec{e} \nabla dS + \\ &+ \int_S \rho \vec{r} \times \vec{v}_w \cdot \vec{n} \cdot \vec{e} \nabla dS + \int_{S_0 + S_{Sc}} \vec{r} \times \vec{n}_w \cdot \vec{P} dS + \int_V \rho \vec{r} \times \vec{b} dV \end{aligned}$$

gdzie: \bar{Q} - pęd płynu w obszarze V_0 .
 $\bar{v}_w \cdot \nabla - (\bar{v}_w + \bar{\omega} \times \bar{r})$ - prędkość względna płynu,
 \bar{b} - natężenie sił masowych.



Rysunek 2.2

Daje to możliwość określenia tych reakcji poprzez charakterystyki pola prędkości cieczy na dowolnie, dogodnie obranych powierzchniach kontrolnych; szczególne ułatwienia można uzyskać dla przepływów bez swobodnej powierzchni - $S_F = 0$.

W rozważanym zagadnieniu płyn traktowany jest jako nieściśliwa ciecz newtonowska, toteż chcąc wyznaczyć pole prędkości cieczy a tym samym tensor naprężeń \bar{P} należy rozwiązać pełne równanie Navier-Stokes'a; warto zauważyć, iż niestabilny ruch okrętu, wysoki stopień turbulencji w śladzie hydromechanicznym oraz geometria kadłuba narzucają przyjęcie modelu niestacjonarnego przepływu trójwymiarowego. Warunkami brzegowymi w tym problemie są warunki kinematyczne na powierzchniach materialnych (2.3) oraz warunek dynamiczny (2.4) na odkształcalnej swobodnej powierzchni akwenu

$$\bar{v}_w \cdot \bar{n} = 0 \quad (2.3)$$

$$\bar{n} \cdot \bar{P}_c = \bar{n} \cdot \bar{P}_a \quad (2.4)$$

gdzie: \bar{P}_c - tensor naprężeń od strony cieczy na S_F ,
 \bar{P}_a - tensor naprężeń od strony atmosfery na S_F .

Problemem samym w sobie, z praktycznego punktu widzenia, jest sposób określenia warunków początkowych. Należałoby określać je w chwili rozpoczęcia ruchu, gdy ciecz i okręt są w spoczynku, gdyż nawet jednostajny prostoliniowy ruch statku w przyjętym modelu przepływu jest zjawiskiem niestacjonarnym.

Idealizując zjawisko zakłada się przepływ potencjalny cieczy nieściśliwej i nielepkiej, jednakże znalezienie potencjału spełniającego warunki brzegowe na powierzchniach materialnych, takich jak kadłub

i swobodna powierzchnia wody jest nadal trudne. Podczas opływu kadłuba cieczą rzeczywistą często następuje oderwanie przepływu, co należałoby uwzględnić w warunku brzegowym na powierzchni kadłuba w przepływie potencjalnym, jednakże nie jesteśmy w stanie określić miejsc, w których to następuje. Należy też umieć wyznaczyć reakcję o charakterze lepkościowym w przepływie niestacjonarnym.

Wylimitowanie warunku brzegowego na swobodnej powierzchni jest możliwe, jeśli przyjmiemy założenie o małych prędkościach względnych ruchu statku - można wtedy rozpatrywać ruch zdwojonego kadłuba w ośrodku nieograniczonym. Dalszym uproszczeniem jest rozdzielenie całkowitej reakcji \bar{R}_H na składowe, których wielkości określa się zaniedbując wzajemne oddziaływanie ciał w przepływie, co jest oczywistą wadą takiego postępowania. Zazwyczaj przyjmuje się, iż wypadkowy moment sił \bar{M}_A działający na statek ma jedną niezerową składową o stałym kierunku, co upraszcza rozważania, odpowiada zaś przyjęciu założenia o małych prędkościach ruchu - wówczas kierunek i punkt przyłożenia wypadkowej reakcji \bar{R}_H zmienia się nieznacznie - i w współpłaszczyznowym położeniu środka ciężkości statku i różnych od sił wyporu składowych całkowitej reakcji \bar{R}_H .

Powstające maszyny cyfrowe o dużej mocy umożliwią zapewne numeryczne rozwiązanie ogólnego problemu hydrodynamicznego statku manewrującego, jednakże w chwili obecnej, chcąc uzyskać rozwiązania praktyczne, jesteśmy zmuszeni w dużym stopniu polegać na metodach wykorzystujących badania eksperymentalne.

3. Modele matematyczne równań ruchu statku manewrującego

Podczas badań manewrowości statku zakłada się, że ruch statku odbywa się w płaszczyźnie $O_x y_z$, a więc oś O_z i Az są do siebie równoległe. Stąd:

$$\bar{V}(u, v, 0), \quad \bar{\omega}(0, 0, \tau), \quad \bar{F}(X, Y, 0), \quad \bar{M}(0, 0, N)$$

W interesującym nas przypadku niezerowymi składowymi siły \bar{F} są składowe X i Y , natomiast dla momentu \bar{M} jest składowa N . Stąd, przekształcając układ (2.1) dla powyższych założeń, pamiętając, że w układzie odniesienia $Axyz$ środek masy G statku jest $\bar{r}_G = x_G \bar{i} + z_G \bar{k}$, otrzymujemy następujący układ równań:

$$\begin{aligned} m(\dot{u} - v\tau - x_G \tau^2) &= X \\ m(\dot{v} - u\tau + x_G \dot{\tau}) &= Y \end{aligned} \quad (3.1)$$

$$J_2 \dot{\tau} + m x_G (\dot{v} + u\tau) = N$$

ze związkiem kinematycznym:

$$\tau = \dot{\Psi},$$

gdzie: Ψ - kąt kursowy.

W praktyce, siły występujące w prawych stronach równań (3.1) nie dają się wyznaczyć na drodze teoretycznej ani przy pomocy wzorów empirycznych

z zadowalającą dokładnością. Obecnie stosowanym rozwiązaniem tego problemu jest rozwinięcie składowych sił i momentu X , Y , N w szereg Taylora dla stanu ruchu statku określonego następująco:

$$u = u_0 \quad v = \tau \cdot \dot{u} = \dot{v} = \dot{\tau} = 0$$

Jeśli ograniczymy się tylko do uwzględnienia wyrazów liniowych tego rozwinięcia, to po odrzuceniu wyrazów nieliniowych, lewych stron równań (3.1) uzyskuje się model liniowy manewrowości statku. Jeśli natomiast uwzględni się w rozwinięciu X , Y , N wyrazy wyższych rzędów, to uzyska się model nieliniowy manewrowości statku.

W zastosowaniu znajdują się w zależności od potrzeb modele liniowe oraz nieliniowe, w których z reguły rozpatruje się wyrazy do trzeciego stopnia włącznie.

Poniżej zostaną omówione dwa modele:

- liniowy,
- nieliniowy rzędu trzeciego.

3.1. Model liniowy statku manewrującego

Zakłada się, że siły X , Y , N są zależne od $u, v, \tau, \dot{u}, \dot{v}, \dot{\tau}$ oraz od wychylenia steru δ . Przy założeniu, że statek początkowo porusza się kursen prostym ($\Psi=0$) ze stałą prędkością $u=u_0$, to $v, \tau, \dot{u}, \dot{v}, \dot{\tau}, \delta - \delta_0$ można uważać za zakłócenia i w rozwinięciu X , Y , N w szereg Taylora ograniczyć się do wyrazów rzędu pierwszego. Stąd:

$$X(u, v, \tau, \dot{u}, \dot{v}, \dot{\tau}, \delta) = X_0(u_0, 0, 0, 0, 0, 0, \delta_0) + \frac{\partial X}{\partial u} \Delta u + \frac{\partial X}{\partial v} v + \frac{\partial X}{\partial \tau} \tau + \frac{\partial X}{\partial \dot{u}} \dot{u} + \frac{\partial X}{\partial \dot{v}} \dot{v} + \frac{\partial X}{\partial \dot{\tau}} \dot{\tau} + \frac{\partial X}{\partial \delta} \Delta \delta + \dots \text{ wyrazy rzędu wyższego} \quad (3.2)$$

gdzie:

$$\Delta u = u - u_0$$

$$\Delta \delta = \delta - \delta_0$$

δ_0 - kąt wychylenia steru przy kursie prostym statku;

$\delta_0 \neq 0$ dla statków jednośrubowych,

$X_0(u_0, 0, \dots, 0, \delta_0)$ - siła obejmująca opór statku i siłę naporu śruby napędowej. Dla ruchu prostoliniowego ze stałą prędkością u_0 siła $X_0 = 0$.

Dalej, dla uproszczenia zapisu, będziemy stosować następujące oznaczenia dla pochodnych cząstkowych sił:

$$\frac{\partial X}{\partial u} = X_u \quad ; \quad \frac{\partial X}{\partial v} = X_v \quad ; \quad \frac{\partial X}{\partial \tau} = X_\tau \quad \text{itd.}$$

Ponieważ kadłub jest symetryczny względem płaszczyzny AxZ , to siła X musi być funkcją parzystą prędkości v i τ oraz przyspieszeń \dot{v} i $\dot{\tau}$. Z tego też względu, aby oddać fizykę zjawiska, w rozwinięciu liniowym przyjmuje się, że $X_v, X_\tau, X_{\dot{v}}, X_{\dot{\tau}}$ są równe zero. Stąd:

$$X = X_u \Delta u + X_{\dot{u}} \dot{u} + X_\delta \Delta \delta \quad (3.3)$$

Dla siły poprzecznej Y otrzymuje się w podobny sposób:

$$Y = Y_v v + Y_{\dot{v}} \dot{v} + Y_{\tau} \tau + Y_{\dot{\tau}} \dot{\tau} + Y_{\delta} \delta, \quad (3.4)$$

bo $Y_0(u, 0, 0, 0, \delta) = 0$ i $Y_u = Y_{\dot{u}} = 0$. Związki te wynikają z tego, że zmiana prędkości w kierunku wzdłużnym Δu nie powinna wytwarzać siły poprzecznej na symetrycznym kadłubie statku.

W ten sam sposób otrzymuje się wyrażenie dla momentu:

$$N = N_v v + N_{\dot{v}} \dot{v} + N_{\tau} \tau + N_{\dot{\tau}} \dot{\tau} + N_{\delta} \delta \quad (3.5)$$

Ponieważ wszystkie pochodne sił $X_u, \dots, N_{\dot{\tau}}$ zostały określone w stanie ruchu $(u, 0, 0, 0, \delta)$ zakłada się, że są one stałe niezależnie od natury ruchu tak długo, dopóki ruch ten pozostaje mały.

Po uwzględnieniu związków (3.3), (3.4), (3.5) równanie statku manewrującego (3.1) przybierze postać:

$$(m - X_{\dot{u}}) \dot{u} = X_u \Delta u + X_{\delta} \delta \quad (3.5a)$$

$$(m - Y_{\dot{v}}) \dot{v} + (m x_{\dot{v}} - Y_{\dot{\tau}}) \dot{\tau} = Y_{\delta} \delta + Y_v v + (Y_{\tau} - m u_{\tau}) \tau \quad (3.5b)$$

$$(m x_{\dot{v}} - N_{\dot{v}}) \dot{v} + (J_z - N_{\dot{\tau}}) \dot{\tau} = N_{\delta} \delta + N_v v + (N_{\tau} - m x_{\dot{v}} u_{\tau}) \tau \quad (3.5c)$$

Przyjęto tak w teorii liniowej jak i nieliniowej oznaczać prawe strony równań (3.5) przez f_1, f_2, f_3 a przez f_4 wyznacznik utworzony ze współczynników lewej strony równań (3.5.b) i (3.5.c). W rozpatrywanym przypadku:

$$f_1 = X_u \Delta u + X_{\delta} \delta$$

$$f_2 = Y_{\delta} \delta + Y_v v + (Y_{\tau} - m u_{\tau}) \tau$$

$$f_3 = N_{\delta} \delta + N_v v + (N_{\tau} - m x_{\dot{v}} u_{\tau}) \tau$$

$$f_4 = (m - Y_{\dot{v}})(J_z - N_{\dot{\tau}}) - (m x_{\dot{v}} - Y_{\dot{\tau}})(m x_{\dot{v}} - N_{\dot{v}})$$

(3.6)

Za pomocą powyższych oznaczeń równania (3.5) można napisać w postaci nadającej się do badań numerycznych:

$$\dot{u} = f_1 / (m - X_{\dot{u}})$$

$$\dot{v} = \frac{1}{f_4} [f_2 (J_z - N_{\dot{\tau}}) - f_3 (m x_{\dot{v}} - Y_{\dot{\tau}})] \quad (3.7)$$

$$\dot{\tau} = \frac{1}{f_4} [f_3 (m - Y_{\dot{v}}) - f_2 (m x_{\dot{v}} - N_{\dot{v}})]$$

Powyższe równania, w praktyce przedstawione w postaci bezwymiarowej, służą do badania stateczności dynamicznej, zdolności do zmiany kursu statku w zakresie małych wychyleń steru statku statecznego kursowo oraz we wstępnym projektowaniu autopilotów.

3.2. Model nieliniowy rzędu trzeciego

W przypadku statków niestatecznych kierunkowo lub z bardzo słabą statecznością kierunkową oraz dla dużych wychyleń steru należy rozpatrywać modele nieliniowe manewrowości. Postępowanie jest tu podobne jak w modelu liniowym, tzn. rozwinięcia dokonuje się w otoczeniu stanu

ruchu, statku lub jego modelu odpowiadającemu ruchowi po linii prostej z prędkością u , lecz zachowując wyrazy wyższych rzędów rozwinięcia.

Poniżej zostanie przedstawiony model trzeciego stopnia opublikowany przez Abkowitza [4].

W rozwinięciu sił X , Y oraz momentu N zachowuje on wyrazy do trzeciego stopnia włącznie. Wyjątkiem są jednak inercyjne reakcje hydrodynamiczne. W ich rozwinięciu zachowuje się tylko wyrazy:

$$X_u \dot{u}, Y_v \dot{v}, Y_r \dot{r}, N_{\dot{v}} \dot{v}, N_{\dot{r}} \dot{r}$$

Dzięki temu równania (3.1) mogą być zapisane w postaci (3.7), lecz wyrażenia f_1, f_2, f_3 będą teraz miały następującą postać:

$$\begin{aligned} f_1(u, v, r, \delta) = & X^* + X_u \Delta u + X_{uu} \Delta u^2 + X_{uuu} \Delta u^3 + \\ & + X_{vv} v^2 + (X_{rr} + m X_{\delta}) r^2 + X_{\delta\delta} \delta^2 + X_{vvu} \Delta u v^2 + X_{rvu} r \Delta u + X_{\delta u} \delta \Delta u + \\ & + (X_{rv} + m) v r + X_{v\delta} v \delta + X_{r\delta} r \delta + X_{rvu} v r \Delta u + \\ & + X_{v\delta u} v \delta \Delta u + X_{r\delta u} r \delta \Delta u \end{aligned} \quad (3.8a)$$

$$\begin{aligned} f_2(u, v, r, \delta) = & Y^* + Y_u \Delta u + Y_{uu} \Delta u^2 + \\ & + Y_v v + Y_{vv} v^3 + Y_{vv} v r^2 + Y_{v\delta} v \delta^2 + Y_{vu} v \Delta u + Y_{rvu} r \Delta u^2 + \\ & + (Y_r - m u) r + Y_{rr} r^3 + Y_{rv} r v^2 + Y_{r\delta} r \delta^2 + Y_{ru} r \Delta u + Y_{vu} v \Delta u^2 + \\ & + Y_{\delta} \delta + Y_{\delta\delta} \delta^3 + \delta^2 Y_{\delta v} + Y_{\delta r} \delta r^2 + Y_{\delta u} \delta \Delta u + Y_{\delta u} \delta \Delta u^2 + Y_{v\delta} v r \delta \end{aligned} \quad (3.8b)$$

$$\begin{aligned} f_3(u, v, r, \delta) = & N^* + N_u \Delta u + N_{uu} \Delta u^2 + \\ & + N_v v + N_{vv} v^3 + N_{vv} v r^2 + N_{v\delta} v \delta^2 + N_{vu} v \Delta u + N_{rvu} r \Delta u^2 + \\ & + (N_r - m X_{\delta u}) r + N_{rr} r^3 + N_{rv} r v^2 + N_{r\delta} r \delta^2 + N_{ru} r \Delta u + N_{rvu} r \Delta u^2 + \\ & + N_{\delta} \delta + N_{\delta\delta} \delta^3 + N_{\delta v} \delta v^2 + N_{\delta r} \delta r^2 + N_{\delta u} \delta \Delta u + N_{\delta u} \delta \Delta u^2 + N_{v\delta} v r \delta, \end{aligned} \quad (3.8c)$$

gdzie: Y^* , N^* - niezrównoważona siła poprzeczna i moment dla statków z nieparzystą liczbą śrub napędowych.

W zastosowaniu praktycznym równania ruchu są przedstawiane w postaci bezwymiarowej. Powyższy układ równań sprawia pewne kłopoty przy wyznaczaniu niewiadomych współczynników ze względu na ich ilość. Dlatego też dąży się do redukcji liczby współczynników, co jest możliwe przy uwzględnieniu fizyki zjawiska. Przykładowo, można zredukować ilość współczynników zależnych od wychylenia steru. Szersze omówienie tego zagadnienia znajduje się w pracy [3,4].

4. Określanie współczynników sił równań ruchu

Do wyznaczania nieznanych współczynników sił wynikających z rozwinięcia sił działających na kadłub manewrującego statku, stosuje się w praktyce następujące metody:

- określenie sił na podstawie trajektorii ruchu modelu lub statku rzeczywistego metodami numerycznymi,
- pomiar sił na kadłubie modelu podczas wymuszania na nim zadanego manewru przy pomocy tzw. mechanizmu ruchu płaskiego.

4.1. Badania modeli swobodnych

Metody oparte na badaniach modeli swobodnych polegają na identyfikacji modelu matematycznego statku na podstawie znanego w danej chwili czasu położenia statku, składowych prędkości i przyspieszeń oraz wychylenia steru. Określenia tych parametrów dokonuje się na podstawie badań modelowych lub prób na statkach rzeczywistych. Traktując statek jako układ dynamiczny można powiedzieć, że znane jest wejście /zakłócenie/, czyli wychylenie steru oraz wyjście, czyli odpowiedź statku. Nieznane są współczynniki przyjętego modelu matematycznego ruchu statku, które należy wyznaczyć. Do tego celu służą tzw. metody identyfikacji. Dla przyjętych przez nas równań ruchu rozwiązanie tego problemu jest możliwe w praktyce tylko przy użyciu maszyn cyfrowych. Ogólny program identyfikujący parametry modelu powinien składać się z następujących grup programów /podprogramów/ obejmujących:

- a/ analizę danych z uwzględnieniem testów stacjonarności, testów normalności, obliczenia funkcji korelacji, gęstości widmowych, gęstości prawdopodobieństwa itp.,
- b/ korelację danych, filtrację, wygładzanie, usuwanie składowych wolnozmiennych itp.,
- c/ różne metody identyfikacji parametrów obiektu,
- d/ ocenę i wybór metody,
- f/ symulację obiektu i generację zakłóceń przypadkowych.

Jest to tylko schemat ogólny - w praktyce, głównie ze względu na pojemność maszyn cyfrowych, program identyfikacyjny zawiera punkty a/ i b/ oraz jedną, wybraną metodę obliczeń.

Wybór metody identyfikacji zależy od przyjętego modelu matematycznego równań ruchu statku, wiarygodności danych, możliwości dostępnej maszyny cyfrowej, znajomości przypuszczalnych wartości niewiadomych parametrów układu.

Do najczęściej stosowanych metod identyfikacji w interesującym nas zagadnieniu można zaliczyć:

- metody najmniejszych kwadratów - są obecnie najczęściej stosowane ze względu na ich prostotę oraz łatwość zastosowania w technice numerycznej,

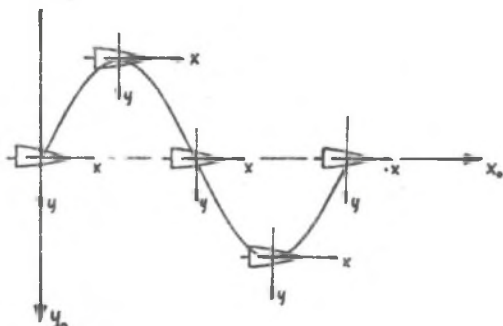
- metody aproksymacji stochastycznej, będące iteracyjnymi procedurami probabilistycznymi. Ich podstawową zaletą jest prostota obliczeń. Ich zastosowanie jest szczególnie celowe dla obiektów o wielu parametrach, czyli w interesujących nas szczególnie modelach nieliniowych wyższych rzędów. Przy mniejszej ilości parametrów, jak np. w modelu liniowym, lepsze są metody najmniejszych kwadratów. Obecnie są prowadzone badania nad jednoczesną identyfikacją struktury, obiektu sterowania i odpowiadających jej parametrów.

4.2. Badania przy użyciu mechanizmu ruchu płaskiego

Mechanizm ruchu płaskiego /PMM/ jest urządzeniem pozwalającym kontrolować i wymuszać ruch modelu w płaszczyźnie (x,y) . Jego działanie polega na tym, że dwie sterownice, przymocowane do modelu, jedna w części dziobowej, druga w części rufowej, wymuszają wcześniej zaprogramowaną trajektorię ruchu badanego modelu. Całe to urządzenie jest zamocowane do wózka holowniczego, poruszającego się w kierunku osi Ox . W rzeczywistości kinematyka takiego urządzenia jest o wiele bardziej skomplikowana, jest ono również z reguły sterowane przez komputer.

Zasada wyznaczania współczynników sił równań ruchu jest tu następująca. Początkowo, z najprostszych manewrów wyznacza się współczynniki liniowe sił. Do następnego manewru przyjmuje się, że wcześniej wyznaczane współczynniki sił są stałe. Następnie dla coraz bardziej złożonych ruchów modelu możemy określić pozostałe współczynniki.

Poniżej zostanie przedstawiona metoda otrzymywania współczynników równań (3.5) zależnych od prędkości v i przyspieszenia \dot{v} na podstawie prostego ruchu oscylacyjnego wzdłuż osi y . Przebieg tej próby przedstawiono na rysunku 4.1.



Rysunek 4.1. Prosty ruch oscylacyjny wzdłuż osi y

Model wykonuje oscylacje w kierunku osi y z zadaną amplitudą, przy kącie wychylenia steru $\delta = 0$. Dla tak zdefiniowanego ruchu modelu możemy powiedzieć, że:

$$v = v_0 \cos \omega t, \quad \tau = 0, \quad u = u_0 \quad (4.1)$$

Wówczas mierzone siły i momenty będą również sinusoidalnymi funkcjami częstotliwości ω i kąta fazowego ε :

$$Y = Y_0 \cos(\omega t + \varepsilon) = Y_0 \cos \omega t + Y_0 \sin \omega t$$

$$N = N_0 \cos(\omega t + \varepsilon) = N_0 \cos \omega t + N_0 \sin \omega t \quad (4.2)$$

gdzie:

$$Y_A = Y_0 \cos \varepsilon_1 \quad Y_B = -Y_0 \sin \varepsilon_1$$

$$N_A = N_0 \cos \varepsilon_2 \quad N_B = -N_0 \sin \varepsilon_2$$

Uwzględniając warunki (4.1) i (4.2) równania (3.5) przybiorą postać:

$$(m - Y_v)(-v_\omega \sin \omega t) - Y_v (v_\omega \cos \omega t) = Y_A \cos \omega t + Y_B \sin \omega t$$

$$(m x_c - N_v)(-v_\omega \sin \omega t) - N_v (v_\omega \cos \omega t) = N_A \cos \omega t + N_B \sin \omega t \quad (4.3)$$

Stąd otrzymujemy pochodne sił:

$$Y_v = -\frac{Y_A}{v_\omega}$$

$$N_v = -\frac{N_A}{v_\omega}$$

$$Y_v = \frac{Y_B}{v_\omega \omega} + m$$

$$N_v = \frac{N_B}{v_\omega \omega} + m x_c$$

5. Efekt skali w badaniach manewrowości statku

Bezwymiarowe charakterystyki przepływu, bezwymiarowe charakterystyki kinematyczne statku i bezwymiarowe siły działające na statek będą takie same na modelu, gdy będzie spełnione geometryczne podobieństwo statku i modelu oraz akwenów, a także podobieństwo kinematyczne i dynamiczne.

Spełnienie wszystkich warunków podobieństwa napotyka duże trudności, szczególnie w zakresie podobieństwa dynamicznego, stąd w zagadnieniach manewrowości mamy do czynienia z podobieństwem częściowym. Badania są przeprowadzane przy spełnieniu kryterium Froude'a: $F_{Ma} = F_{Nm}$, gdzie wskaźnik m odnosi się do modelu, a wskaźnik s do statku. W związku z tym dla modelu i statku są różne liczby Re , We , Eu .

Poniżej zostanie przedstawionych kilka uwag, które należy brać pod uwagę przy przeprowadzaniu badań manewrowych modeli:

- w wyniku przeprowadzonych badań [5] ustalono, że ze względu na niską liczbę Reynoldsa należy stosować modele o długości większej lub równej 4 m. Jak wskazano w pracy [4], istnieje około 10% różnica między większością współczynników sił mierzonych na modelu 4 m i modelu o długości 2 m zbiornikowca o długości 221 m;
- często nie przykładają się należytej uwagi do zrównoważenia modelu, tj. do równości bezwymiarowej masy m' , bezwymiarowego momentu bezwładności J'_z oraz x'_c i Z'_c . Przegiębienie ma duży wpływ na najbardziej znaczące współczynniki równań ruchu Y_r i N_r . Przykładowo zmiana przegiębienia o 1% powoduje zmianę τ o 7,5% [6];
- powinno się tak dobierać prędkość modelu, aby nie nastąpił rezonans fal generowanych przez model w basenie;
- należy zdawać sobie sprawę z tego, że w przypadku badań w basenach modelowych nie jest możliwe spełnienie warunku geometrycznego

- podobieństwa zbiornika wody dla statków pływających na akwenach nieograniczonych;
- e/ przy wykonywaniu modelu należy zwrócić szczególną uwagę na geometryczne podobieństwo części rufowej oraz śruby napędowej i steru modelu;
- f/ podczas prób modeli prowadzonych często stosuje się ze względów technicznych, dokładności pomiaru bezwymiarowe częstości ω' większe niż dla statku. Trzeba jednak pamiętać, że gdy współczynnik częstości $\zeta = \omega \cdot U / g$ jest większy od 0,1, wówczas wartości współczynników sił gwałtownie maleją [7].

Literatura

- [1] Mieczysław Krężelewski: Hydromechanika ogólna i okrętowa, cz. I i II, skrypt PG, Gdańsk 1982.
- [2] Mańczak K., Nahorski Z.: Komputerowa identyfikacja obiektów dynamicznych, PWN, Warszawa 1983.
- [3] Michał Krężelewski: Przegląd i krytyczna ocena badań modelowych sterowności statków, Prace Badawcze Instytutu Okrętowego PG, Nr 1739/MR-750/83, Gdańsk 1983.
- [4] Abkowitz M.A.: Measurement of Hydrodynamic Characteristics from Ship Maneuvering Trials by System Identification, SNAME Transactions vol. 88, 1980.
- [5] Nikolaev E., Lebedeva H.: On the Nature of Scale Effect in Manoeuvring Tests with Full-Bodied Ship Models; 13 Symposium on Naval Hydrodynamics, Tokyo, 1980.
- [6] Burcher R.K.: Further Analysis of Model-Ship Correlation Data; 13 ITTC Appendix III.
- [7] Oltmann P., Sharma D., Wolff K.: An Investigation of Certain Scale Effects in Maneuvering Tests with Ship Models; 13 Symposium on Naval Hydrodynamics, Tokyo, 1980.

МЕТОДЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ РЕАКЦИИ НА КОРПУСЕ МАНЕВРИРУЮЩЕГО СУДА

Резюме

В работе сформулировано общую гидродинамическую задачу маневрирующего судна, а также представлено методы экспериментального определения сил на корпусе судна. Обращено тоже внимание на масштабный эффект в экспериментальных исследованиях.

METHODS OF DETERMINING HYDRODYNAMIC FORCES ACTING
ON THE MANEUVERING SHIP'S HULL

S u m m a r y

In this paper, the general hydrodynamic problem of maneuvering ship and methods used to obtain the forces acting on the ship's hull are presented. The proposed methods are based on experimental investigations. The scale effect in this problem is discussed finally.