

POLITECHNIKA SZCZECIŃSKA

WYDZIAŁ BUDOWY MASZYN I OKREŚCÓW

INSTYTUT OKREŚCÓW

MGR INŻ. LEONARD ROZENBERG

P R A C A D O K T O R S K A

PROPOZYCJA METODYKI SYNTETY URZĄDU
STABILIZACJI KOŁYSAŃ BOCZNYCH STATKU
ZA POMOCĄ ZBIORNIKA AKTYWIZOWANEGO

PROMOTOR

DOC. DR INŻ. JERZY SCLDER

SZCZECIN 1982

SPIS TRESCI

1. WSTĘP	1
1.1. Wprowadzenie	1
1.2. Klasyfikacja ruchów oscylacyjnych statku. Układy współrzędnych	3
1.3. Aktualny przegląd stabilizatorów kołysań bocznych. Przegląd literatury.	6
1.3.1. Podział stabilizatorów kołysań bocznych	6
1.3.2. Przegląd literatury	7
1.4. Cel pracy	10
1.5. Ogólne postawienie problemu	12
2. MODEL MATEMATYCZNY SYSTEMU STABILIZACJI KOŁYSAŃ BOCZNYCH STATEK - ZBIORNIK AKTYWIZOWANY	17
2.1. Statek jako obiekt dynamiczny	17
2.2. Opis matematyczny kołysań statku na fali	19
2.3. Kołysania boczne statku	24
2.4. Model matematyczny wymuszenia losowego	28
2.5. Opis dynamiki systemu stabilizacji kołysań bocznych statek - zbiornik aktywizowany	32
2.5.1. Zasada działania urządzeń stabilizu- jących kołysania boczne statku	32
2.5.2. Zasada pracy zbiornika aktywizowanego	34
2.5.3. Opis matematyczny stanów pracy zbiornika aktywizowanego	38
2.5.4. Model matematyczny ściśliwości powietrza w powietrznym kanale łączącym	49
2.5.5. Analiza modelu matematycznego systemu statek - zbiornik aktywizowany	56

3. IDENTYFIKACJA WSPÓŁCZYNNIKÓW WYSTĘPUJĄCYCH W MODELU MATEMATYCZNYM SYSTEMU STATKU - ZBIORNIK ANTYWIZOWANY	62
3.1. Identyfikacja współczynników modelu matema- tycznego kołysań statku	64
3.2. Identyfikacja współczynników modelu matema- tycznego kołysań cieczy w zbiorniku	68
3.3. Identyfikacja współczynników sprzężeń pomiędzy statkiem a zbiornikiem	73
3.4. Identyfikacja współczynników modelu matema- tycznego wymuszenia	75
3.5. Identyfikacja modelu matematycznego - uwagi końcowe	77
4. STEROWANIE BLOKADĄ PRZEPŁYWU CIECZY W ZBIORNIKU ANTYWIZOWANYM	79
4.1. Problem algorytmu sterowania zaworami blokującymi	80
4.2. Warunki określające możliwość otwarcia prze- pływu cieczy pomiędzy burtowymi częściami zbiornika	86
4.3. Predykcja kąta kołysań bocznych statku, jako warunek dostateczny otwarcia przepływu cieczy	88
4.4. Hipoteza dotycząca możliwości predykcji kąta kołysań bocznych statku	90
5. KRYTERIA OKREŚLAJĄCE EFEKTYWNOŚĆ STABILIZACJI KOŁYSAŃ BOCZNYCH STATKU. PROBLEM STABILNOŚCI UKŁADU STABILIZACJI KOŁYSAŃ BOCZNYCH STATKU, ZE ZBIORNIKIEM ANTYWIZOWANYM	92
5.1. Efektywność urządzeń stabilizujących na fali regularnej	99

5.2. Efektywność urządzeń stabilizujących na fali nieregularnej	102
5.3. Analiza efektywności stabilizacji	105
5.4. Kryterium przeciwnego działania	106
5.5. Problem stabilności układu	108
5.5.1. Sformułowanie problemu teoretycznej stabilności układu	108
5.5.2. Uwagi o technicznych problemach stabilności układu statek-zbiornik aktywowany	112
6. SYMULACJA PROCESU	113
6.1. Charakterystyka programów symulacyjnych	119
6.2. Sposób generowania zakłócenia nieregularnego	124
6.3. Program optymalizacyjny	126
6.4. Obliczenie wpływu ściśłości przestrzeni powietrznych	127
6.5. Omówienie wyników symulacji	136
6.5.1. Symulacja próby wychyłowej kołysań bocznych	138
6.5.2. Symulacja działania systemu stabilizacji kołysań bocznych statku na fali regularnej	143
6.5.3. Symulacja działania systemu stabilizacji kołysań bocznych na fali nieregularnej	154
6.6. Symulacja procesu - wnioski końcowe	170
7. ZAKOŃCZENIE	175
WYKAZ LITERATURY	180
ZALĄCZENIA	
Z-I. Wyniki symulacji procesu kołysań bocznych na fali regularnej.	

Z-II. Wyniki symulacji procesu kołysań bocznych na fali nierregularnej.

Z-III. Uproszczony schemat sterowania zbiornikiem zastosowany w programie symulacji pracy zbiornikowych systemów stabilizacji kołysań bocznych statku.

Z-IV. Symulacja fizyczna próby wychyłowej kołysań bocznych statku wyposażonego w zbiornik aktywizowany.

WYRAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ WYSTĘPUJĄCYCH W TEKście

A_H	- przekrój dolnego kanału łączącego zbiornika
A_V	- przekrój części burtowej zbiornika
B	- szerokość statku
$B_{\phi\psi}, B_{\psi\phi}$	- współczynniki sprzężeń lepkościowych w systemie statek - zbiornik
$B_{\phi\phi}$	- współczynnik momentu przywracającego kołysań bocznych
b_T	- półszerokość zbiornika
D	- statyczny współczynnik wzmocnienia w torze prędkości kątowej kołysań bocznych
D_2	- statyczny współczynnik wzmocnienia w torze przyspieszenia kątowego kołysań bocznych
$F_{A\phi}$	- zespolona amplituda sił wymuszających kołysanie boczne
$G(x_G, y_G, z_G)$	- środek masy statku
GM_0	- początkowa wysokość metacentryczna
$Gxyz$	- prawoskrętny, ruchomy, sztywno związany ze statkiem układ współrzędnych
g	- przyspieszenie ziemskie
h_A	- amplituda wysokości fali
h_T	- wysokość słupa wody w części burtowej zbiornika
$h_{1/3}$	- wartość znacząca wysokości fal
I_T	- moment statyczny powierzchni swobodnej zbiornika

I_{xx}	- moment bezwładności masy statku względem osi x
I_{ψ}	- moment bezwładności masy cieczy w zbiorniku względem osi kołysań
$I_{\phi\psi}, I_{\psi\phi}$	- współczynniki sprzężeń bezwładnościowych w systemie statek - zbiornik
k	- liczba falowa
l_T	- linia środkowa zbiornika
M_A	- moment asymetrii wytwarzany przez zbiornik
M_M	- zewnętrzny moment wymuszający
M_{STAB}	- moment stabilizujący
m	- masa statku
$m_{\phi\phi}$	- moment bezwładności masy wody towarzyszącej w kołysaniach bocznych
N_T	- współczynnik tłumienia kołysań cieczy w zbiorniku
$N_{\phi\phi}^*$	- współczynnik tłumienia kołysań bocznych statku
$O_0x_0y_0z_0$	- prawoskrętny, nieruchomy w przestrzeni układ współrzędnych
$O_1x_1y_1z_1$	- prawoskrętny, ruchomy, inercjalny układ współrzędnych
P	- statyczny współczynnik wzmocnienia w torze kąta kołysań bocznych
$\hat{P}$	- wektor reprezentujący zbiór parametrów konstrukcyjnych zbiornika
$\hat{P}_s$	- wektor reprezentujący zbiór parametrów konstrukcyjnych statku

S_{hh}	- widmo energetyczne wysokości fal
$S_{\alpha\alpha}$	- widmo energetyczne kątów skłonu fal
S_{ϕ}	- widmo energetyczne kątów kołysania bocznego statku
s	- współczynnik sprzężenia inercyjnego
s_p	- długość kanału powietrznego w zbiorniku na równej stępcie
$\bar{T}$	- średni okres / charakterystyczny / falowania
t_o	- moment czasowy otwarcia zaworów
t_z	- moment czasowy zamknięcia zaworów
$U/t/$	- uogólnione sterowanie
V	- prędkość postępową statku
$w_{\phi\phi}$	- współczynnik / kwadratowy / tłumienia kołysań bocznych statku
x	- współrzędna kołysań postępowych statku
y	- współrzędna kołysań burtowych statku
z	- współrzędna nurzania statku
$z/t/$	- uogólnione wymuszenie / zakłócenie /
α_A	- amplituda kąta skłonu fali regularnej
α_E	- przebieg / amplituda / efektywnego kąta skłonu fali
β	- kąt kursowy
β_{vv}	- bezwymiarowy współczynnik tłumienia kołysań cieczy w zbiorniku w stanie pasywnym
β_{vv}^z	- bezwymiarowy współczynnik tłumienia kołysań cieczy w zbiorniku w stanie zamrożenia
$\beta_{\phi\phi}$	- bezwymiarowy współczynnik / liniowy / tłumienia kołysań bocznych statku

$\beta_{\phi\phi}^*$	- bezwymiarowy współczynnik tłumienia kołysań bocznych statku
Γ	- współczynnik wpływu powierzchni swobodnej zbiornika
Δ	- wyporność ciężarowa statku
δt	- branka czasowa / funkcja okienkowa /
η	- współczynnik zestrojenia statku i zbiornika
θ	- kąt kiwania statku
ν	- współrzędna kątowa położenia cieczy w zbiorniku
ν_N	- kąt nasycenia zbiornika
$\kappa_{\phi\phi}$	- współczynnik redukcyjny części Froude'a - Kryłowa momentu wymuszającego
λ	- długość fali
ρ	- masa właściwa wody otaczającej
ρ_T	- masa właściwa cieczy w zbiorniku
τ	- czas przemieszczenia / przerzutu / cieczy w zbiorniku
ϕ	- kąt przechyłu bocznego / kołysania bocznego / statku
ϕ_A	- amplituda kołysań bocznych statku
ψ	- kąt myszkowania statku
ω	- częstotliwość fali
ω_E	- częstotliwość bezwzględna fali regularnej
ω_{ν_0}	- częstotliwość kołysań własnych cieczy w zbiorniku
ω_{ν}^Z	- częstotliwość własna zbiornika w stanie zamrożenia
ω_{ϕ_0}	- częstotliwość kołysań własnych statku
∇	- wyporność objętościowa statku

1. WSTĘP

1.1. Wprowadzenie

Współczesny etap rozwoju budownictwa okrętowego scharakteryzować można pojawieniem się szeregu nowych klas morskich obiektów pływających. Równocześnie pojawiają się nowe problemy, związane z funkcjami i zadaniami, stawianymi nowoczesnym statkom.

Szczególne znaczenia nabierają zagadnienia stabilizacji ruchów oscylacyjnych, jakie wykonuje jednostka pływająca na falującym morzu.

Statek pływający po powierzchni sfalowanego morza podlega działaniu sił i momentów sił zewnętrznych od pędników, urządzeń sterowych oraz sił i momentów sił od otoczenia, tzn. od falowania, prądów morskich, wiatru i pływów. W rezultacie działania tych wymuszeń statek, jako ciało sztywne, wykonuje w przestrzeni złożony ruch. W ruchu tym wyróżnia się ruch eksploatacyjny /najczęściej jest to ruch postępowy/, oraz szereg niepożądanych ruchów oscylacyjnych, zwanych ogólnie kołysaniami.

Kołysania te mogą być przyczyną niekorzystnych zjawisk [16], z których najważniejszymi są:

- 1/ zmniejszenie zapasu stateczności statku; w szczególnie niekorzystnych warunkach prowadzące do wywrócenia się statku,
- 2/ powstanie dodatkowych dynamicznych obciążeń konstrukcji kadłuba,

- 3/ pogorszenie lub wręcz uniemożliwienie eksploatacji urządzeń, systemów i mechanizmów zainstalowanych na statku,
- 4/ pogorszenie właściwości manewrowych statku i spadek jego prędkości postępowej,
- 5/ poważne pogorszenie warunków bytowych i komfortu przewozu pasażerów oraz ładunku.

Kołysania statku mają więc duży wpływ na właściwości morskie jednostek, a w szczególnie niekorzystnych warunkach środowiska morskiego mogą uniemożliwić normalną eksploatację statku, jak również zagrozić jego bezpieczeństwu. Stąd zmniejszenie kołysań statku ma pierwszorzędne znaczenie.

Nadmiernym kołysaniom statku można przeciwdziałać:

- 1/ odpowiednim wyborem rozmiarów i parametrów kadłuba,
- 2/ odpowiednim manewrowaniem statkiem względem frontu fal /realizowanym jako zmiana kursu oraz prędkości postępowej/,
- 3/ użyciem na statku specjalnych urządzeń zmniejszających kołysania.

Pierwsze dwa sposoby, znane są jako naturalna stabilizacja kołysań statku. Mają one ograniczone znaczenie i z zasady nie rozwiązują zadowalająco problemu zmniejszania kołysań. Trzeci sposób, polegający na stosowaniu specjalnych urządzeń technicznych jest najbardziej efektywny.

Urządzenia używane do zmniejszenia kołysań statku nazywane są stabilizatorami kołysań.^{x/}

x/ Rzadziej stosowana jest nazwa - urządzenia tłumiące, ze względu na fakt, iż nie wszystkie typy stabilizatorów opierają swoje działanie na zmianie tłumienia.

Podstawowym zadaniem stabilizatorów kołysań jest zmniejszenie amplitud ruchów oscylacyjnych jednostki pływającej. Oprócz tego uzyskuje się pewne dodatkowe, pozytywne efekty wtórne. W szczególności zaś:

- 1/ zwiększenie bezpieczeństwa żeglugi,
- 2/ umożliwienie nieprzerwanej realizacji zadań jednostki w szerokim zakresie zmian warunków zewnętrznych / np.: możliwość nieprzerwanych wierceń, wydobywanie konkrecji przy wysokich stanach morza, itp/,
- 3/ polepszenie manewrowości statku na fali,
- 4/ polepszenie warunków bytu i pracy załogi oraz pracy sprzętu technicznego zainstalowanego na statku.

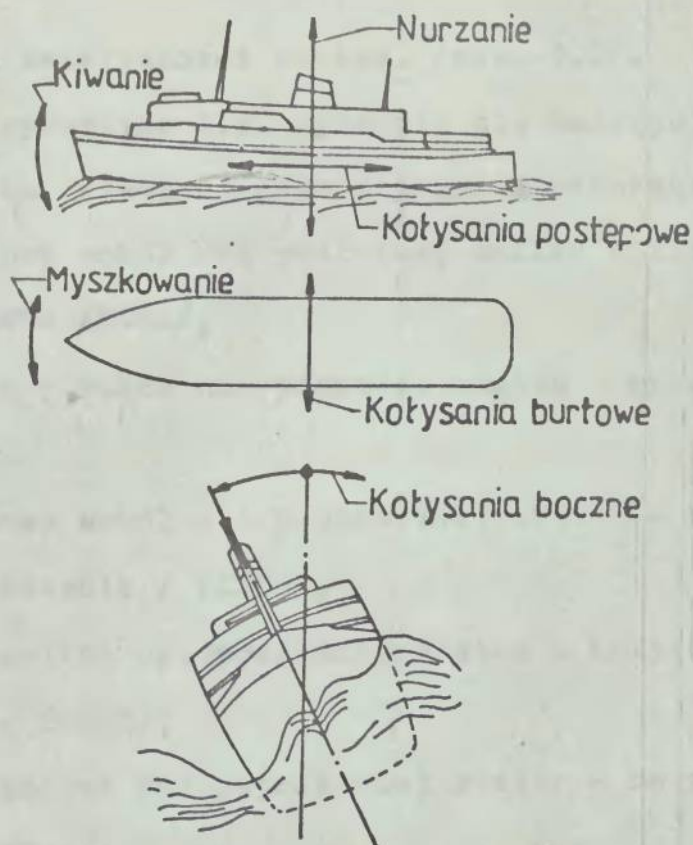
1.2. Klasyfikacja ruchów oscylacyjnych statku. Układy współrzędnych.

Z pewnym uproszczeniem statek uważać można za ciało swobodne, doskonale sztywne, mające sześć stopni swobody.

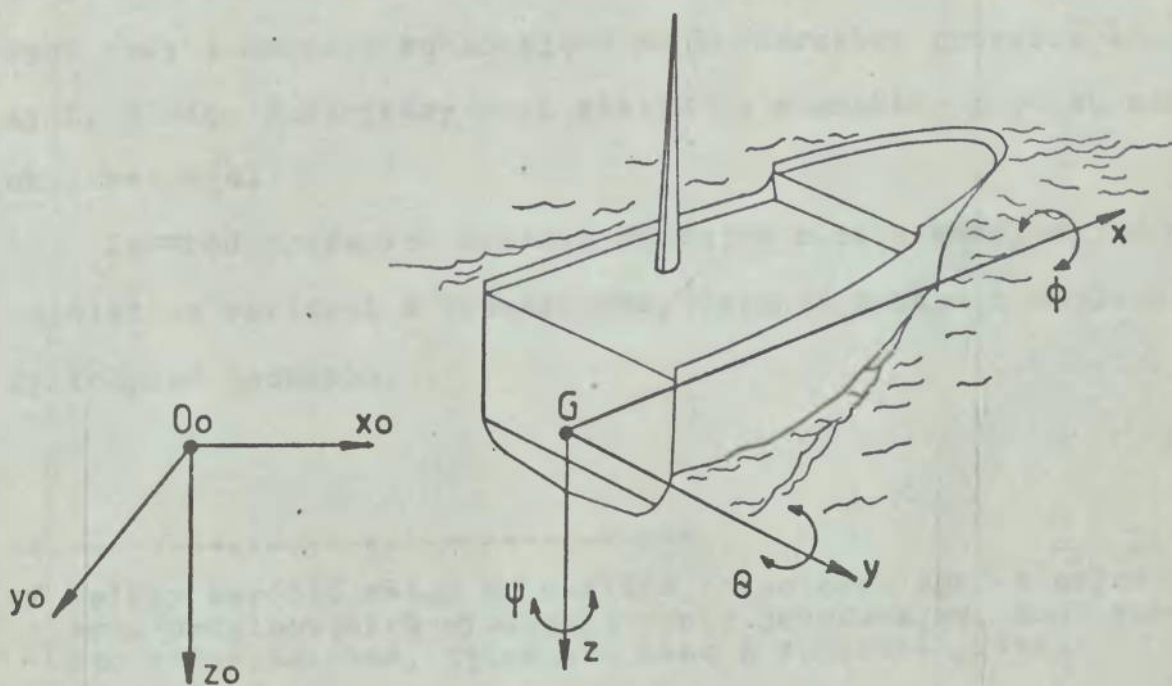
Możliwe są trzy przemieszczenia liniowe wzdłuż wybranych w przestrzeni osi prostokątnego układu współrzędnych oraz trzy ruchy obrotowe wokół tych osi. Rysunek 1.1. przedstawia podstawowe rodzaje ruchów oscylacyjnych, jakim podlega pływająca jednostka.

W rozważaniach dotyczących stabilizacji kołysań bocznych statku wystarczy zwykle wprowadzenie dwóch układów współrzędnych: nieruchomego / ziemskiego/ oraz układu związanego ze statkiem.

Osie układu współrzędnych związanego ze statkiem obiera się w taki sposób, aby początek układu pokrywał się ze środkiem masy statku /rzadziej ze środkiem wyporu/, a osie były



Rys. 1.1. Ruchy oscylacyjne statku.



Rys. 1.2. Podstawowe układy współrzędnych.

głównymi osiami bezwładności statku. /rys. 1.2/.

Zgodnie z rysunkiem 1.2. wyróżnia się następujące składowe ruchy statku, wywołane oddziaływaniem otoczenia:

- ϕ - ruch obrotowy wokół osi podłużnej statku - kołysanie boczne statku /ROLL/;
- ψ - ruch obrotowy wokół osi pionowej statku - myszkowanie /YAW/;
- θ - ruch obrotowy wokół osi poprzecznej statku - kołysanie wzdłużne, kiwanie / PITCH/;
- x - oscylacja wzdłuż osi podłużnej statku - kołysanie postępowe / SURGE/;
- y - oscylacje wzdłuż osi poprzecznej statku - kołysanie burtowe / SWAY/;
- z - oscylacje wzdłuż osi pionowej statku - nurzanie /HEAVE/.

Złożenie wyżej podanych ruchów składowych daje w wyniku oscylacyjny ruch statku w przestrzeni. W warunkach rzeczywistych siły i momenty zakłócające mają charakter procesów losowych, a więc sumaryczny ruch statku ma charakter procesu stochastycznego.

Spśród opisanych sześciu rodzajów ruchów oscylacyjnych^{x/} największe wartości w trakcie eksploatacji osiągają amplitudy kołysań bocznych.

x/ Należy zwrócić uwagę na dualizm pojęciowy: oprócz składowych oscylacyjnych występują ruchy jednostajne, bądź bardzo wolno zmienne, które nie leżą w zakresie pracy.

1.3. Aktualny przegląd stabilizatorów kołysań bocznych. Przegląd literatury

1.3.1. Podział stabilizatorów kołysań bocznych.

Istnieje szereg możliwości podziału stabilizatorów kołysań bocznych statku. Najbardziej rozpowszechnionymi obecnie w literaturze są klasyfikacje ze względu na konieczność poboru energii zewnętrznej /stabilizatory aktywne i pasywne/. Te z kolei dzielą się ze względu na fizyczny sposób przeciwdziałania kołysaniom bocznym /płetwy stabilizujące, zbiorniki stabilizujące, żyroskopowe urządzenia stabilizacji i inne/, a także ze względu na wpływ na stateczność poprzeczną statku /urządzenia zmieniające i niezmieniające początkową stateczność statku/.

Pasywne stabilizatory kołysań bocznych, w odróżnieniu od aktywnych, nie posiadają zewnętrznego sterowania. Nie wymagają również dostarczania pomocniczej energii celem uzyskania efektywnej stabilizacji.

Aktywne stabilizatory kołysań bocznych rozwinęły się na bazie stabilizatorów pasywnych i charakteryzują się dużo większą skutecznością działania. Są one jednak nieporównanie bardziej złożone od pasywnych, dużo droższe, a przede wszystkim wymagają stosowania skomplikowanych układów pomiarowych oraz rozbudowanych systemów sterowania automatycznego.

1.5. Aktualny przegląd stabilizatorów kołysań bocznych. Przegląd literatury

1.3.1. Podział stabilizatorów kołysań bocznych.

Istnieje szereg możliwości podziału stabilizatorów kołysań bocznych statku. Najbardziej rozpowszechnionymi obecnie w literaturze są klasyfikacje ze względu na konieczność poboru energii zewnętrznej /stabilizatory aktywne i pasywne/. Te z kolei dzielą się ze względu na fizyczny sposób przeciwdziałania kołysaniom bocznym /płetwy stabilizujące, zbiorniki stabilizujące, żyroskopowe urządzenia stabilizacji i inne/, a także ze względu na wpływ na stateczność poprzeczną statku /urządzenia zmieniające i niezmieniające początkową stateczność statku/.

Pasywne stabilizatory kołysań bocznych, w odróżnieniu od aktywnych, nie posiadają zewnętrznego sterowania. Nie wymagają również dostarczania pomocniczej energii celem uzyskania efektywnej stabilizacji.

Aktywne stabilizatory kołysań bocznych rozwinęły się na bazie stabilizatorów pasywnych i charakteryzują się dużo większą skutecznością działania. Są one jednak nieporównanie bardziej złożone od pasywnych, dużo droższe, a przede wszystkim wymagają stosowania skomplikowanych układów pomiarowych oraz rozbudowanych systemów sterowania automatycznego.

1.3.2. Przegląd literatury

Historycznie pierwszymi urządzeniami stabilizującymi kołysania boczne były różnego rodzaju pasywne stabilizatory hydrodynamiczne stosowane do dziś pod postacią tzw. stępek przechyłowych / I poł. XIX wieku/. Działanie ich polega na zwiększeniu oporu ciśnienia przy przechyłach statku, co równoznaczne jest ze zwiększeniem tłumienia kadłuba. W oparciu o stępki przechyłowe powstały w latach pięćdziesiątych naszego stulecia aktywne płetwy stabilizujące, które na skutek sterowanej automatycznie zmiany kąta natarcia wytwarzają moment działający na kadłub przeciwnie do momentu zakłócającego. Ze względu na konieczność uzyskania znacznych sił nośnych, aktywne płetwy stabilizujące działają skutecznie jedynie przy dużych prędkościach postępowych statku. W porównaniu z pozostałymi rozwiązaniami aktywne płetwy stabilizujące charakteryzują się największą skutecznością działania. Do chwili obecnej problematyka aktywnej stabilizacji płetwowej doczekała się bogatej literatury [9, 12, 13, 14, 34, 42, 43], a płetwy wielu producentów /np. firmy Siemens, Sperry, Brown Brothers and Company Limited, Muirhead and Company Limited, SNACH i inne/.

Równolegle z płetwowymi urządzeniami stabilizującymi rozwinęła się liczna grupa zbiornikowych urządzeń stabilizujących kołysania boczne statku. Wytwarzają one na skutek ruchów cieczy moment stabilizujący o charakterze grawitacyjnym. Do chwili obecnej powstało szereg typów i podtypów zbiorników

stabilizujących /zbiorniki w kształcie litery U, zbiorniki prostopadłościennie, zbiorniki typu Flume, itd/. Najbardziej rozpowszechnione są zbiorniki pasywne /szczególnie typu Flume/. Choć ich skuteczność jest mniejsza niż płetw, zbiorniki te są dzisiaj najczęściej stosowanymi urządzeniami redukującymi kołysania boczne statku. Wynika to z faktu, że zbiornik pasywny jest najtańszym i stosunkowo najmniej skomplikowanym technologicznie urządzeniem.

Szerokie zainteresowanie armatorów zbiornikowymi systemami stabilizacji kołysań bocznych znalazło również odbicie w obszernej bibliografii [3, 4, 6, 10, 14, 17, 19, 20, 22, 23, 29, 33, 34, 39, 40, 44, 45, 46, 49, 50] dotyczącej różnorodnych zagadnień związanych ze stosowaniem pasywnych zbiorników stabilizujących. Dużo miejsca tym zagadnieniom poświęcają również autorzy [5, 42, 51, 52] .

Brak zainteresowania aktywnymi zbiornikami stabilizującymi wynika z faktu, że urządzenia te oprócz skomplikowanych układów sterowania wymagają dużej mocy do napędu pomp. Teoria ich jest spójna z teorią aktywnych, płetw stabilizujących. Podstawowe informacje o aktywnych zbiornikach stabilizujących podaje książka [42] .

Specjalne miejsce wśród urządzeń zbiornikowych służących do stabilizacji kołysań bocznych statku zajmują zbiorniki aktywizowane. Stanowią one grupę pośrednią pomiędzy zbiornikami pasywnymi i aktywnymi, posiadając częściowo cechy obu grup. W zbiornikach aktywizowanych wykorzystuje się różne sposoby wpływania na naturalny ruch cieczy w zbiorniku, przez

co niweluje się niektóre ujemne cechy zbiorników aktywnych / duży pobór energii/, a także pasywnych .

Pewnemu rodzajowi zbiornika aktywizowanego poświęcona jest prezentowana praca.

Problematyce zbiorników aktywizowanych poświęcono w literaturze mało miejsca, poza kilkoma pozycjami [33,34,39,46]. Materiały [33,34] opisują przypadek aktywizacji zbiornika pasywnego. Wartość poznawcza tych prac jest duża, ze względu na prezentację metodyki badań oraz wyników prób uzyskanych na statku doświadczalnym. Praca [39] przedstawia omówienie zbiornikowego systemu stabilizacji kołysań z zastosowaniem aktywizacji, przy użyciu zaworów powietrznych, zbiornika typu U, firmy "Intering". Prezentowany materiał nie jest jednak dostatecznie jasny i pozostawia czytelnikowi różne możliwości interpretacji /szczególnie w kwestii sterowania momentami otwarcia i zamknięcia zaworów blokujących przepływ, jak też doboru parametrów zbiornika/.

Najciekawszą pozycją poświęconą zbiornikowym urządzeniom stabilizującym, w tym również zbiornikom aktywizowanym jest publikacja [46]. Obszerny materiał w niej zawarty prezentuje główne problemy powstające przy projektowaniu i konstrukcji zbiorników stabilizujących.

Krótką informacją o zbiornikach aktywizowanych znajduje się również w pracach [14,42] .

W przeglądzie dostępnej literatury daje się zauważyć duże zainteresowanie ośrodków badawczych i producentów tematem stabilizacji kołysań bocznych statku.

Urządzenia zmniejszające amplitudy kołysań bocznych instaluje się obecnie na coraz większej ilości jednostek pływających.

Problem stabilizacji kołysań bocznych statku przy małych prędkościach postępowych i w postoju nabiera dziś szczególnego znaczenia ze względu na rozwój nowych technik wydobywczych i wiertniczych z dna morskiego. W tych warunkach jedynymi urządzeniami, które można wykorzystać do stabilizacji kołysań bocznych statku są urządzenia zbiornikowe.

Tak więc podjęcie prac nad metodyką syntezy specjalnego systemu stabilizacji kołysań bocznych statku wydaje się być jak najbardziej celowe.

1.4. Cel pracy

Pasywne zbiorniki stabilizujące, pomimo całego szeregu zalet / taniość, prostota konstrukcji / charakteryzują się poważnymi wadami. Skuteczność pracy zbiornika pasywnego w znacznym stopniu zależy od "dostrojenia" jego charakterystyki dynamicznej do charakterystyki częstotliwościowej kołysań bocznych statku. Poprawnie "dostrojony" zbiornik pasywny, to zbiornik, którego okres własny ruchu cieczy jest równy lub bardzo bliski okresowi kołysań własnych statku. Tak dostrojony zbiornik skutecznie tłumi kołysania boczne wymuszone w zakresie częstotliwości okołorezonansowych tj. należących do

przedziału /0.6 do 1.2/ częstotliwości kołysań własnych statku [14]. Poza tym pasmem zbiornik pasywny zwiększa amplitudy kołysań bocznych. Właściwość ta znacznie osłabia skuteczność zbiornika pasywnego w warunkach falowania rzeczywistego / nieregularnego/. Niekiedy zmusza wręcz do wyłączenia zbiornika. Jest to niewątpliwie największa wada pasywnych zbiorników stabilizujących.

W prezentowanej pracy analizuje się działanie zbiornikowego urządzenia przeznaczonego do stabilizacji kołysań bocznych statku nie posiadającego tej wady, a mianowicie: proponuje się użycie do stabilizacji kołysań bocznych statku specjalnie zaprojektowanego zbiornika typu U o dużej częstotliwości własnej, wyposażonego w zawory umożliwiające blokadę przepływu cieczy pomiędzy burtowymi częściami zbiornika.

Celem pracy jest stwierdzenie, czy dla takiego zbiornika istnieje sterowanie blokadą przepływu cieczy, które zapewni lepszą efektywność stabilizacji kołysań bocznych statku w porównaniu z prawidłowo zaprojektowanym / dostrojonym/ zbiornikiem pasywnym. Polepszenie działania proponowanego systemu stabilizacji kołysań bocznych powinno być obserwowane tak w sensie skuteczności działania przy danych warunkach falowania, jak i w sensie poszerzenia zakresu częstotliwości działania. W tym celu należy:

1. znaleźć realizowalny fizycznie algorytm sterowania zaworami blokującymi przepływ cieczy pomiędzy burtowymi częściami zbiornika,
2. opracować metodykę syntezy proponowanego układu stabilizacji kołysań bocznych statku, mogącą znaleźć

zastosowanie w procesie projektowania statku.

1.5. Ogólne postawienie problemu

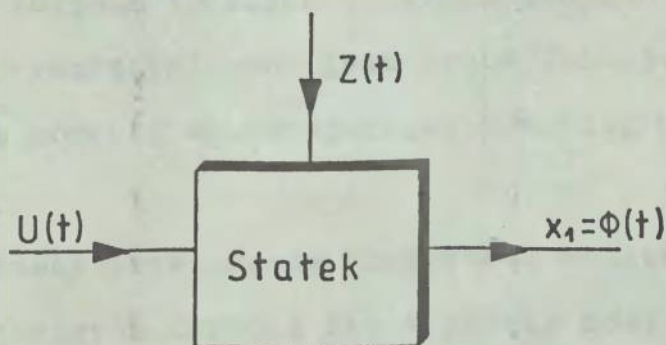
Problem stabilizacji kołysań bocznych statku zawiera się w klasie zagadnień, których celem jest określenie układu dynamicznego zapewniającego optymalną filtrację zakłóceń losowych działających na obiekt [41].

Statek, jako obiekt sterowania w układzie stabilizacji kołysań bocznych jest systemem dynamicznym, który opisać można równaniem stanu o ogólnej postaci:

$$\frac{dX}{dt} = F(X, U, Z), \quad (1.1)$$

gdzie X jest wektorem stanu. Zmiennymi stanu są przemieszczenia liniowe i kątowe statku oraz ich pochodne. Ilość zmiennych stanu zależy od stopnia uproszczenia modelu matematycznego.

Rysunek 1.3. przedstawia schematycznie statek jako obiekt regulacji w układzie stabilizacji kołysań bocznych.



Rys. 1.3. Statek jako obiekt w układzie stabilizacji kołysań bocznych.

Wyjściem obiektu jest kąt kołysań bocznych ϕ , a więc zmienna fazowa x_1 . Sterowanie $U /t/$ reprezentuje moment stabilizujący M_{STAB} , wytwarzany przez urządzenie redukujące kołysania boczne zainstalowane na statku. Wobec ograniczeń konstrukcyjnych urządzenie stabilizujące rozwijać może moment stabilizujący ograniczony do pewnej skończonej wartości. Tak więc na moment ten nałożone jest ograniczenie postaci:

$$|M_{STAB}| \leq M_{STAB \text{ MAX}} \quad (1.2)$$

Maksymalna wartość rozwijanego przez stabilizator kołysań momentu jest funkcją pewnego wektora $\hat{P}$, który reprezentuje zbiór parametrów konstrukcyjnych stabilizatora:

$$M_{STAB \text{ MAX}} = F_1(\hat{P}) \quad (1.3)$$

$Z /t/$ jest ogólnie wektorem zakłóceń i oznacza składowe oddziaływania otoczenia, czyli zmienne siły i momenty sił pochodzące od falowania, a działające na kadłub. Zakłócenie to ma charakter losowy. Najczęściej /w przypadku modelu matematycznego kołysań bocznych o jednym stopniu swobody/ zakłócenie $Z /t/$ reprezentowane jest przez funkcję losową $M_M/t/$ zewnętrznego momentu wymuszającego. Przebieg $M_M/t/$ jest niemierny.

Do oceny rozwiązania konkretnej realizacji stabilizatora kołysań bocznych określa się kryteria mówiące o wielkości kołysań bocznych statku, które najczęściej mają postać:

$$Q = E\{G(X)\} \quad (1.4)$$

Ponieważ $Z/t/$ jest procesem stochastycznym, również $X/t/$ i $U/t/$ określone w równaniu /1.1./ są funkcjami losowymi. Tak więc funkcjonał $G/X/$ będzie zmienną losową. Stąd w /1.4./ przyjęto wartość oczekiwaną $E\{\}$.

Poszukuje się takiego sterowania $U/t/$ należącego do obszaru sterowań dopuszczalnych /fizycznie realizowalnych/, które minimalizuje kryterium związane ze skutecznością stabilizacji kołysań bocznych statku.

Celowym wydaje się poszukiwanie sterowania optymalnego o postaci:

$$U = V(X), \quad (1.5)$$

określonego w przestrzeni stanów.

Jedną z tez niniejszej rozprawy jest możliwość znalezienia takiego sterowania specjalnym zbiornikiem typu U aktywowanym zaworami powietrznymi, które ze względu na przyjęte kryterium zapewnia lepszą skuteczność stabilizacji kołysań bocznych w porównaniu ze zbiornikiem pasywnym.

Obecnie przedstawiona zostanie pokrótce koncepcja techniczna proponowanego rozwiązania. Rozważania prowadzone będą dla zbiornika stabilizującego typu U o dużej częstotliwości własnej wyposażonego w zawory umożliwiające zablokowanie naturalnego przepływu cieczy pomiędzy burtowymi częściami zbiornika w dowolnej chwili czasowej. Dzięki wyposażeniu zbiornika w zawory blokujące przepływ cieczy /pracujące dwustanowo/ możliwe jest dostrojenie częstotliwości momentu wytwarzanego przez ten zbiornik do częstotliwości wymuszenia w szerokim

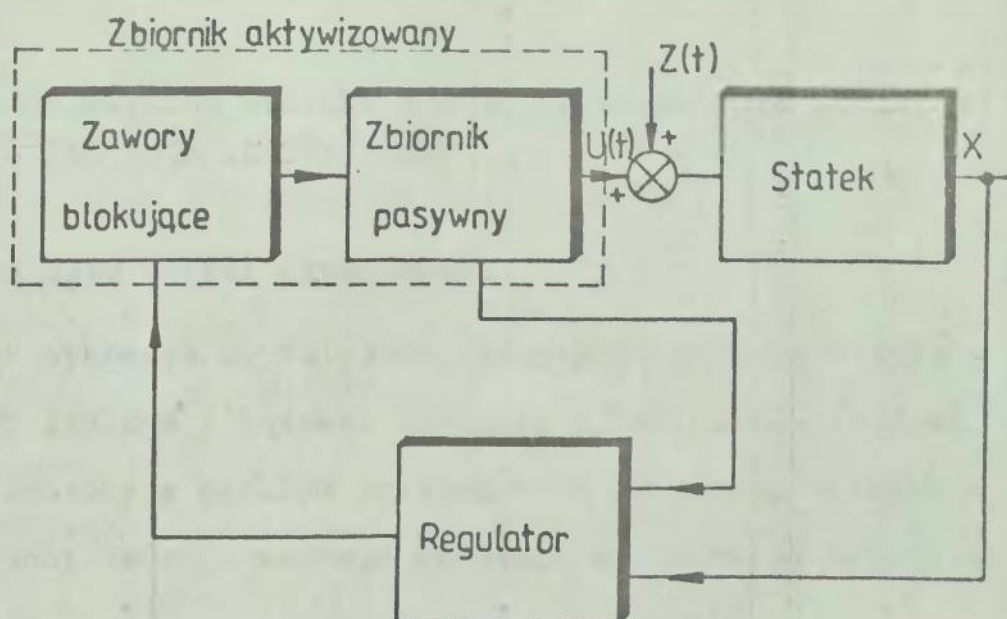
zakresie ograniczonym od góry częstotliwością własną zbiornika. Rozpatrywany jest przypadek zamontowania takiego zbiornika na statku. Sposób zamontowania zbiornika jest identyczny ze sposobem montażu typowych zbiorników typu U.

Idea zastosowania takiego rozwiązania została podana ogólnie w latach trzydziestych naszego wieku przez Agiejewa. Krótką notatkę o możliwości zastosowania tego typu zbiornika znaleźć można w [3, 39, 42].

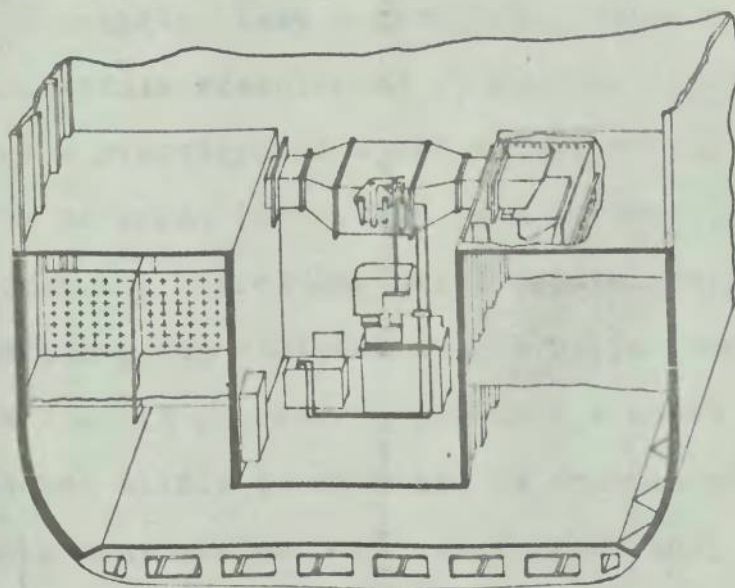
Ogólny schemat blokowy układu stabilizacji kołysań bocznych statku z wykorzystaniem proponowanego zbiornika prezentuje rysunek 1.4.

Układ stabilizacji kołysań bocznych statku z rysunku 1.4. pozbawiony jest węzła sumacyjnego, charakterystycznego dla układów regulacji pracujących w zamkniętej pętli sprzężenia zwrotnego. Związane to jest z zerową wartością zadaną kołysań bocznych statku.

Rozwiązanie zbliżone do przedstawianego, prezentowane jest w publikacji [34]. W latach siedemdziesiątych firma Brown - Brothers wprowadziła do użytku zbiorniki pasywne aktywizowane zaworami powietrznymi pozwalającymi na przerywanie naturalnego przepływu cieczy pomiędzy burtowymi częściami zbiornika. Pomimo zasadniczych różnic w częstotliwości własnej zbiornika w stosunku do rozważanego rozwiązania, celowe wydaje się, dla pełniejszego zrozumienia, przytoczenie za [34] schematycznego rysunku zbiornikowego systemu stabilizacji kołysań bocznych zamontowanego na amerykańskim statku wiertniczym "Glomar - Challenger" /rys. 1.5./.



Rys. 1.4. Schemat blokowy układu stabilizacji kołysań bocznych statku przy pomocy zbiornika aktywizowanego.



Rys. 1.5. Zbiornik aktywizowany firmy Brown-Brothers zainstalowany na statku "Glemer-Challenger"

2. MODEL MATEMATYCZNY SYSTEMU STABILIZACJI KOŁYSAŃ BOCZNYCH STATEK - ZBIORNIK AKTYWIZOWANY

2.1. Statek jako obiekt dynamiczny.

Statek wykonuje na falującej powierzchni morza oscylacyjne ruchy liniowe i kątowe. Ruchy te wykonywane w sześciu stopniach swobody w ogólnym przypadku są wzajemnie sprzężone, tzn., że ruchy jednego rodzaju wywołują powstawanie ruchów innego rodzaju.

Do opisu kołysań statku używa się zwykle następujących układów współrzędnych prostokątnych:

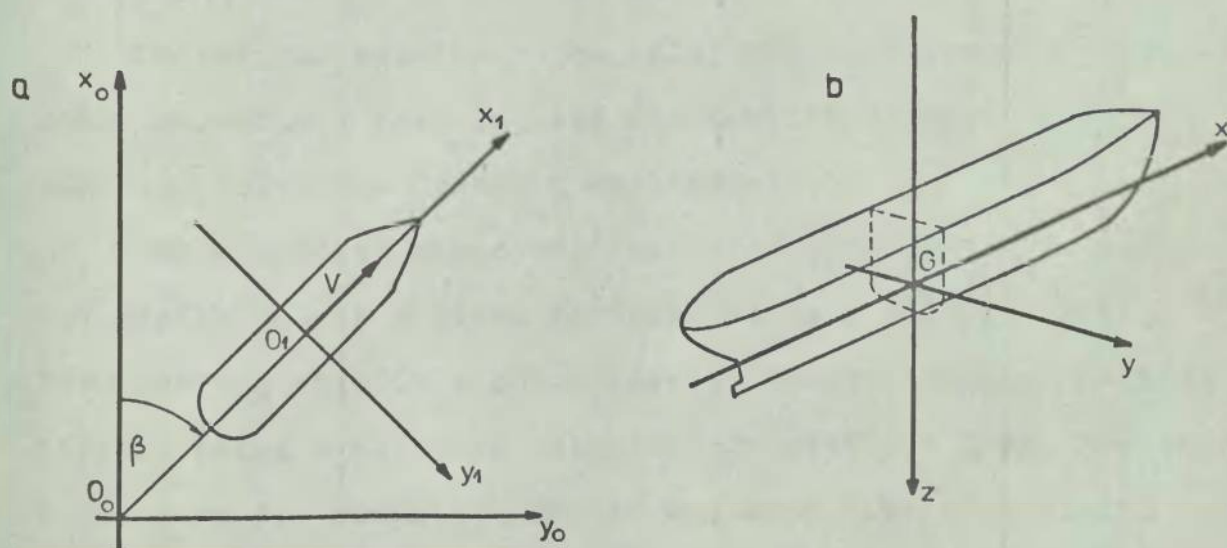
- prawoskrętny, nieruchomy w przestrzeni układ $O_0x_0y_0z_0$, którego osie x_0, y_0 leżą w płaszczyźnie wody spokojnej, oś x_0 pokrywa się z głównym kierunkiem falowania, a oś z_0 skierowana jest pionowo w dół,
- prawoskrętny, ruchomy sztywno związany ze statkiem układ G, x, y, z , którego początek leży w środku masy statku G , osie x, y leżą w płaszczyźnie równoległej do wodnicy konstrukcyjnej; oś x leżąca w płaszczyźnie symetrii skierowana jest ku dziobowi, oś y - na prawą burtę, zaś oś z ku dołowi,
- prawoskrętny, ruchomy, inercjalny układ współrzędnych $O_1x_1y_1z_1$, poruszający się względem układu nieruchomego /ziemskiego/ ze średnią prędkością statku $V = \text{const}$ w taki sposób, że początek układu pokrywa się ze średnim położeniem rzutu środka masy statku G na płaszczyznę wody spokojnej, a oś x_1 , mająca kierunek wektora prędkości V tworzy kąt kursowy β z osią x_0 układu nieruchomego.



Chwilowe położenie kołyszącego się statku w układzie inercyjnym, ruchomym $O_1x_1y_1z_1$ wyznacza sześć współrzędnych: trzy współrzędne wybranego punktu / bieguna /, którym jest środek masy G oraz trzy kąty obrotu względem zdefiniowanych poprzednio osi przechodzących przez biegun.

Zależność tych sześciu współrzędnych od czasu w pełni opisuje kołysanie statku.

Rysunek 2.1. przedstawia opisane powyżej układy współrzędnych:



Rys. 2.1. Układy współrzędnych prostokątnych
a - układy inercyjne; b - układ związany
ze statkiem.

2.2. Opis matematyczny kołysań statku na fali [16].

Ruch oscylacyjny statku, w przypadku rozpatrywania go w jednym stopniu swobody, nosi nazwę kołysań prostych. Jeżeli rozpatruje się jednocześnie większą liczbę stopni swobody należy mówić o kołysaniach złożonych. Na fali występują jedynie kołysania złożone.

W hydromechanice przyjmuje się, że kołysania statku rozpatrywać można w dwóch grupach:

- kołysania płaskie zachodzące w płaszczyźnie symetrii statku - kołysania symetryczne,
- kołysania zachodzące w płaszczyźnie czołowej - kołysania niesymetryczne.

Do kołysań symetrycznych zaliczane są kołysania poprzeczne, nurzanie i kiwanie, zaś do niesymetrycznych kołysanie burtowe, kołysanie boczne i myśzkowanie.

→ Aby wyznaczyć sześć współrzędnych opisujących położenie statku należy napisać równania ruchu w jednym z przyjętych powyżej układów współrzędnych. Równania te najwygodniej napisać można w układzie związanym ze statkiem $Cxyz$, ponieważ w układzie tym momenty bezwładności masy statku są stałe.

Zakłada się przy tym, że charakterystyki statku, jako ciała sztywnego są znane, a więc znana jest masa statku, położenie środka masy G , a także momenty bezwładności masy i momenty dewiacyjne masy względem osi układu związanego ze statkiem / przy czym za niezerowy uważa się zwykle jedynie moment dewiacyjny I_{xz} /.

W zapisie wektorowym równania ruchu mają następującą postać:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d\vec{P}}{dt} + \vec{\omega} \times \vec{P} = \vec{F} \\ \frac{d\vec{K}_G}{dt} + \vec{\omega} \times \vec{K}_G + \vec{v}_G \times \vec{P} = \vec{M}_G \end{array} \right. \quad (2.1)$$

przy czym:

- $\vec{P}$ - pęd statku,
- $\vec{K}_G$ - kręt /moment pędu/ statku względem punktu G,
- $\vec{\omega}$ - prędkość kątowna w ruchu dookoła punktu G,
- $\vec{v}$ - prędkość postępową punktu G,
- $\vec{F}$ - wypadkowa sił zewnętrznych,
- $\vec{M}_G$ - wypadkowy moment sił zewnętrznych względem punktu G.

Wyliczając pęd i kręt jako gradienty energii kinetycznej statku i zakładając $x_G = y_G = z_G = 0$ i $I_{yz} = I_{xy} = 0$ otrzymać można układ równań /2.2./ opisujący wszystkie wymienione rodzaje kołysań:

$$\left\{ \begin{array}{ll} m\ddot{x}_G & = F_x \\ m\ddot{y}_G & = F_y \\ m\ddot{z}_G & = F_z \\ I_{xx}\ddot{\phi} - I_{zx}\ddot{\psi} & = M_{Gx} \\ I_{yy}\ddot{\theta} & = M_{Gy} \\ I_{zz}\ddot{\psi} - I_{zx}\ddot{\phi} & = M_{Gz} \end{array} \right. \quad (2.2)$$

Do rozwiązania powyższego układu równań niezbędne jest określenie sił i momentów sił wymuszających.

Statek na morzu poddany jest działaniu różnorodnych sił zewnętrznych o bardzo złożonej strukturze. Nie jest treścią rozprawy dyskusja struktury i podziału tych sił /znaleźć ją można między innymi w podręcznikach [5,51]/.

Siły zewnętrzne, istotne dla kołysań statku, to przede wszystkim część sił powierzchniowych oddziaływania sfalowanej powierzchni wody. Przedstawia się je zwykle jako sumę sił związanych ze zjawiskami dającymi się wyróżnić w kołysaniach statku na fali.

Są to:

- siły przywracające /hydrostatyczna reakcja wody na przesunięcia związane z kołysaniami zachodzącymi na wodzie spokojnej/,
- siły radiacyjne /dynamiczna reakcja wody na kołysania na wodzie spokojnej/,
- siły wymuszające /wynik oddziaływania fali na statek, który się nie kołysze, a posuwa się z prędkością stałą $V = \text{const}$ /.

Siły wymuszające można podzielić na siły Froude'a - Kryłowa i siły dyfrakcyjne. Siły Froude'a - Kryłowa obliczane są przy założeniu, że obecność kadłuba nie narusza rozkładu ciśnień dynamicznych w wodzie, zaś siły wymuszające dyfrakcyjne ujmuje właśnie te zakłócenia.

Taki sposób podziału sił zewnętrznych jest oczywiście uproszczeniem /pewnego rodzaju linearyzacją/, ale wskazuje na zależność tych sił od parametrów falowania.

Po uwzględnieniu poczynionych powyżej założeń dotyczących sił zewnętrznych / wymuszeń/ równania układu /2.2./ można zapisać w postaci:

- równania kołysań w płaszczyźnie symetrii statku:

$$\left\{ \begin{array}{l} (m+m_{xx})\ddot{x}_G + N_{xx}\dot{x}_G + m_{xz}\ddot{z}_G + N_{xz}\dot{z}_G + m_{x\theta}\ddot{\theta} + \\ \qquad \qquad \qquad + N_{x\theta}\dot{\theta} = F_{Ax}e^{-i\omega_\varepsilon t} \\ \\ m_{zx}\ddot{x}_G + N_{zx}\dot{x}_G + (m+m_{zz})\ddot{z}_G + N_{zz}\dot{z}_G + B_{zz}z_G + \\ \qquad \qquad \qquad + m_{z\theta}\ddot{\theta} + N_{z\theta}\dot{\theta} + B_{z\theta}\theta = F_{Az}e^{-i\omega_\varepsilon t} \\ \\ m_{\theta x}\ddot{x}_G + N_{\theta x}\dot{x}_G + m_{\theta z}\ddot{z}_G + N_{\theta z}\dot{z}_G + B_{\theta z}z_G + \\ \qquad \qquad \qquad + (I_{yy}+m_{\theta\theta})\ddot{\theta} + N_{\theta\theta}\dot{\theta} + B_{\theta\theta}\theta = F_{A\theta}e^{-i\omega_\varepsilon t} \end{array} \right. \quad (2.3)$$

- równania kołysań w płaszczyźnie owręża:

$$\left\{ \begin{array}{l} (m+m_{yy})\ddot{y}_G + N_{yy}\dot{y}_G + m_{y\phi}\ddot{\phi} + N_{y\phi}\dot{\phi} + m_{y\psi}\ddot{\psi} + \\ \qquad \qquad \qquad + N_{y\psi}\dot{\psi} = F_{Ay}e^{-i\omega_\varepsilon t} \\ \\ m_{\phi y}\ddot{y}_G + N_{\phi y}\dot{y}_G + (I_{xx}+m_{\phi\phi})\ddot{\phi} + N_{\phi\phi}\dot{\phi} + B_{\phi\phi}\phi + \\ \qquad \qquad \qquad + (m_{\phi\psi}-I_{zx})\ddot{\psi} + N_{\phi\psi}\dot{\psi} = F_{A\phi}e^{-i\omega_\varepsilon t} \\ \\ m_{\psi y}\ddot{y}_G + N_{\psi y}\dot{y}_G + (m_{\psi\phi}-I_{zx})\ddot{\phi} + N_{\psi\phi}\dot{\phi} + (I_{zz}+m_{\psi\psi})\ddot{\psi} + \\ \qquad \qquad \qquad + N_{\psi\psi}\dot{\psi} = F_{A\psi}e^{-i\omega_\varepsilon t} \end{array} \right. \quad (2.4)$$

Równania /2.3./ i /2.4./ uzyskuje się przez przeniesienie sił radiacyjnych i sił przywracających na lewe strony układu równań i pozostawienie po stronie prawej jedynie sił wymuszających od fali regularnej.

Siły radiacyjne składają się z sił bezwładności postaci:

$$F_{Ijk} = -m_{jk} \ddot{u}_k, j,k=x,y,z,\phi,\theta,\psi \quad (2.5)$$

oraz sił tłumienia

$$F_{Djk} = -N_{jk} \dot{u}_k, j,k=x,y,z,\phi,\theta,\psi \quad (2.6)$$

Współczynniki m_{jk} noszą nazwę uogólnionych mas towarzyszących, a współczynniki N_{jk} uogólnionych współczynników tłumienia.

Współczynniki sił przywracających przedstawia się zwykle jako wielkości czysto hydrostatyczne. W szczególności

$$B_{\phi\phi} \approx \underbrace{\rho g}_{\delta} GM_0 \Delta \quad (2.7)$$

gdzie:

- $B_{\phi\phi}$ - współczynnik momentu przywracającego kolysań bocznych,
- ρ - gęstość wody,
- GM_0 - początkowa wysokość metacentryczna,
- Δ - wyporność ciężarowa statku.

Uogólnione siły wymuszające w równaniach /2.3/ i /2.4/ występują w postaci zespolonej. Zespolone amplitudy sił wymuszających F_{Aj} ($j = x,y,z,\phi,\theta,\psi$) zawierają informacje zarówno o amplitudzie rzeczywistej, jak i o fazie względem ruchu falowego wody w początku ruchomego, inercyjnego układu współrzędnych. Amplitudy F_{Aj} zależą od kształtu kadłuba, częstości wymuszenia, amplitudy fali h_A .

Ich struktura jest następująca:

$$F_{Aj} = h_A [(B_j^E - \omega \omega_E m_j^E) - i \omega N_j^E], j=x,y,z,\phi,\theta,\psi \quad (2.8)$$

przy czym:

B_j^E - współczynniki części Froude'a - Kryłowa sił
wymuszających,

m_j^E, N_j^E - współczynniki części dyfrakcyjnej sił wymuszających.

2.3. Kołysania boczne statku.

W podrozdziale 2.2. przedstawiono liniowy model kołysań złożonych dla małych amplitud. Odrzucając sprzężenia skrośne łatwo przechodzi się do kołysań prostych, tj. do dowolnego kołysania o jednym stopniu swobody.

Model kołysań o jednym stopniu swobody jest najczęściej stosowany do kołysań bocznych statku.

Z układu równań /2.4/ po odrzuceniu sprzężeń z kołysaniami burtowymi i myśkowaniem otrzymuje się równanie kołysań bocznych o postaci:

$$(I_{xx} + m_{\phi\phi}) \ddot{\phi} + N_{\phi\phi}^* \dot{\phi} + B_{\phi\phi} \phi = F_{A\phi} e^{-i\omega_E t} \quad (2.9)$$

W równaniu /2.9/ $N_{\phi\phi}^*$ oznacza współczynnik tłumienia kołysań bocznych uwzględniający wpływ takich zjawisk, jak lepkość wody, prędkość statku i inne na tłumienie kadłuba.

Od wartości współczynnika $N_{\phi\phi}^*$ w znacznej mierze zależy zachowanie się statku w rezonansie, dlatego też, badaniom nad możliwie dokładnym oszacowaniem rachunkowym wartości współczynnika $N_{\phi\phi}^*$ poświęca się w publikacjach wiele miejsca / m.in. w [11] /.

W odróżnieniu od podanych w [5,15] wzorów przybliżonych lub wykresów, w pracy [25] podano oryginalną, półempiryczną metodę wyznaczenia wartości współczynnika $N_{\phi\phi}^*$, uzyskaną przy zastosowaniu specjalnych badań modelowych.

Opiera się ona na założeniu, że moment tłumiący kołysania boczne można przedstawić w postaci składników pochodzących od tarcia, siły nośnej, układu wirów, stępek przechyłowych i opływu potencjalnego.

Zakładając, że składniki te są wzajemnie od siebie niezależne oraz proporcjonalne do prędkości kątowej kołysań bocznych przy danej amplitudzie kołysań ϕ_A , można obliczyć współczynnik całkowitego momentu tłumiącego, jako sumę liniowych współczynników momentów składowych.

Zapisując amplitudę momentu wymuszającego w postaci:

$$F_{A\phi} = \mathcal{X}_{\phi\phi} h_A k [\omega N_{\phi\phi}^* + i(gmGM_0 - \omega\omega_E m_{\phi\phi})] \quad (2.10)$$

przy czym:

$\mathcal{X}_{\phi\phi}$ - współczynnik redukcyjny części Froude'a - Kryłowa momentu wymuszającego,

k - liczba falowa: $k = \frac{2\pi}{\lambda}$,

λ - długość fali,

oraz uwzględniając wzór /2.7/ na współczynnik momentu przywracającego, otrzymamy równanie kołysań bocznych postaci:

$$(I_{xx} + m_{\phi\phi})\ddot{\phi} + N_{\phi\phi}^* \dot{\phi} + gmGM_o\phi = \quad (2.11)$$

$$= \mathcal{X}_{\phi\phi} h_A k [\omega N_{\phi\phi}^* + i(gmGM_o - \omega\omega_E m_{\phi\phi})] e^{-i\omega_E t}$$

Wprowadzając oznaczenia:

$$\left\{ \begin{array}{l} \omega_{\phi o}^2 = \frac{gmGM_o}{I_{xx} + m_{\phi\phi}} \\ 2\beta_{\phi\phi}^* = \frac{N_{\phi\phi}^*}{I_{xx} + m_{\phi\phi}} \cdot \frac{1}{\omega_{\phi o}} \\ q = \frac{m_{\phi\phi}}{I_{xx} + m_{\phi\phi}} \end{array} \right.$$

równanie /2.11/ przyjmuje znaną postać:

$$\ddot{\phi} + 2\beta_{\phi\phi}^* \omega_{\phi o} \dot{\phi} + \omega_{\phi o}^2 \phi = \quad (2.12)$$

$$= \mathcal{X}_{\phi\phi} \alpha_A [2\beta_{\phi\phi}^* \omega_{\phi o} \omega + i(\omega_{\phi o}^2 - q\omega\omega_E)] e^{-i\omega_E t}$$

przy czym:

$\omega_{\phi o}$ - częstotliwość kołysań własnych nietłumionych statku,

$\beta_{\phi\phi}^*$ - bezwymiarowy współczynnik tłumienia,

$\mathcal{X}_{\phi\phi} \alpha_A$ - amplituda kąta skłonu fali efektywnej.

Dalsze uproszczenie równania /2.12/ polega na pominięciu części dyfrakcyjnej sił wymuszających.

Prowadzi to do równania:

$$\ddot{\phi} + 2\beta_{\phi\phi}^* \omega_{\phi_0} \dot{\phi} + \omega_{\phi_0}^2 \phi = \kappa_{\phi\phi} \alpha_A \omega_{\phi_0}^2 \sin \omega_E t \quad (2.13)$$

opisującego kołysanie boczne statku wywołane sinusoidalną falą o częstotliwości ω_E .

Wyrażenie /2.13/ choć mniej dokładne, często znacznie lepiej opisuje kołysania boczne niż dokładniejsze wyrażenie /2.12/.

Ten paradoks wynika /wg [16]/ z faktu, że równanie /2.12/ dokładnie uwzględnia jedynie część istotnych czynników wpływających na zjawisko kołysań bocznych jednostronnie.

Istnienie czynników przeciwnych powoduje, że lepsze wyniki daje rozwiązanie pozornie mniej dokładne.

Do analizy kołysań bocznych statku przyjęło się stosować równanie /2.13/ po wprowadzeniu tłumienia liniowo - kwadratowego o postaci:

$$2\beta_{\phi\phi}^* \omega_{\phi_0} \dot{\phi} \approx 2\beta_{\phi\phi} \omega_{\phi_0} \dot{\phi} + w_{\phi\phi} \dot{\phi} |\dot{\phi}| \quad (2.14)$$

przy czym:

$\beta_{\phi\phi}$ - współczynnik tłumienia liniowego,

$w_{\phi\phi}$ - współczynnik tłumienia kwadratowego.

Tak więc końcowa postać jednowymiarowego równania opisującego kołysania boczne statku, wyrazi się wzorem:

$$\ddot{\phi} + 2\beta_{\phi\phi} \omega_{\phi_0} \dot{\phi} + w_{\phi\phi} \dot{\phi} |\dot{\phi}| + \omega_{\phi_0}^2 \phi = \omega_{\phi_0}^2 \kappa_{\phi\phi} \alpha_A \sin \omega_E t \quad (2.15)$$

2.4. Model matematyczny wymuszenia losowego.

Równania /2.13/ i /2.14/ opisują kołysania boczne statku na fali regularnej, tzn, że kąt skłonu fali $\alpha_e(t)$ jest harmoniczną funkcją czasu:

$$\alpha_e(t) = \alpha_A \sin \omega_e t \quad (2.16)$$

Harmoniczną funkcją czasu jest również przebieg momentu wymuszającego kołysania boczne, stojący po prawej stronie równania /2.15/ związany z kątem skłonu fali poprzez współczynnik redukcyjny momentu wymuszającego $\alpha_{\phi\phi}(B, \lambda)$.

W rzeczywistych warunkach falowania $\alpha_e(t)$ jest procesem losowym, stacjonarnym, którego funkcja gęstości widmowej energii / widmo energetyczne kątów skłonu/ $S_{\alpha\alpha}(\omega)$ związane jest z widmem energetycznym wysokości fal $S_{hh}(\omega)$ poprzez zależność:

$$S_{\alpha\alpha}(\omega) = k^2 S_{hh}(\omega) = \frac{\omega^4}{g^2} S_{hh}(\omega) \quad (2.17)$$

Widmo energetyczne falowania $S_{hh}(\omega)$ ujmuje ilościowo morskie falowanie wiatrowe. Zakłada się przy tym, że jest to proces losowy, stacjonarny, a także, że rzeczywiste falowanie morskie aproksymować można płaską falą nieregularną. Funkcję gęstości widmowej energii wygodnie jest wtedy przyjąć w postaci standardowej zalecanej w 1966 roku przez XI Międzynarodową Konferencję Basenów Holowniczych / Eleventh International Towing Tank Conference, Tokio / w postaci:

$$S_{hh}(\omega) = A \bar{\omega}^{-5} \exp(-B \bar{\omega}^{-4}) \quad (2.18)$$

Aby uwzględnić wpływ akwenu na kolysania boczne, konieczne jest uzależnienie współczynników A i B widma /2.18/ od znaczącej wysokości fali i okresu charakterystycznego falowania według formuły /2.19/:

$$A = 173 h_{1/3}^2 / \bar{T}^4 \quad B = 691 / \bar{T}^4 \quad (2.19)$$

przy czym:

$h_{1/3}$ - wartość znacząca wysokości fal / średnia z 1/3 największych wysokości fal/: $h_{1/3} = 4 m_0$

$\bar{T}$ - średni okres charakterystyczny falowania:

$$\bar{T} = 2\pi \frac{m_0}{m_1}$$

m_n - n-ty moment funkcji gęstości widmowej: $m_n = \int_0^\infty S_{hh}(\omega) \omega^n d\omega$

Wyrażona wzorem /2.18/ funkcja gęstości widmowej falowania nie uwzględnia faktu poruszania się statku względem fali, które scharakteryzować można przez podanie prędkości ruchu statku oraz kąta kursowego względem falowania.

W przypadku ruchu statku względem fali dochodzi do zjawiska Dopplera. Dla obserwatora związanego ze statkiem zmiana ułoża energia niesiona przez składowe o poszczególnych częstotliwościach.

Obserwator związany ze statkiem rejestruje częstotliwość wymuszenia określoną wyrażeniem:

$$\omega_E = \left| \omega - \frac{\omega^2}{g} V \cdot \cos \beta \right| \quad (2.20)$$

przy czym:

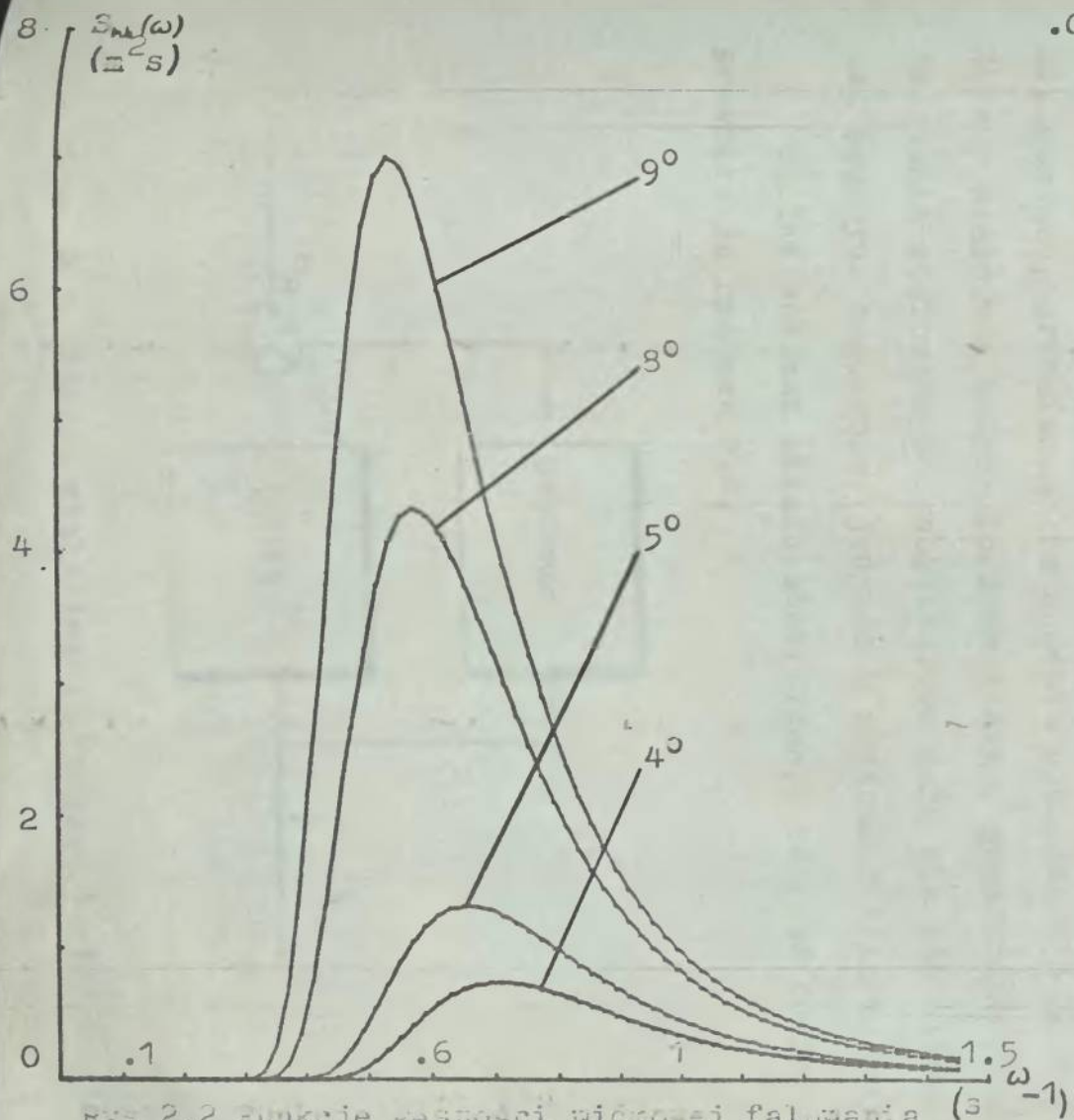
- ω_E - częstotliwość spotkaniowa / widziana przez obserwatora nieruchomego/,
- ω - częstotliwość bezwzględna,
- v - prędkość statku,
- β - kursowy kąt falowania / $\beta = 0$ przy falowaniu z rufy, $\beta = 180^\circ$ przy falowaniu z dziobu/.

Obliczenie funkcji gęstości widmowej wymuszenia przy uwzględnieniu prędkości postępowej i kąta kursowego statku jest kłopotliwe ze względu na to, że transformacja częstotliwości $\omega_E = f(\omega)$ dana wzorem /2.20/ nie dla całego przedziału kątów kursowych falowania jest różnowartościowa [13,16,50].

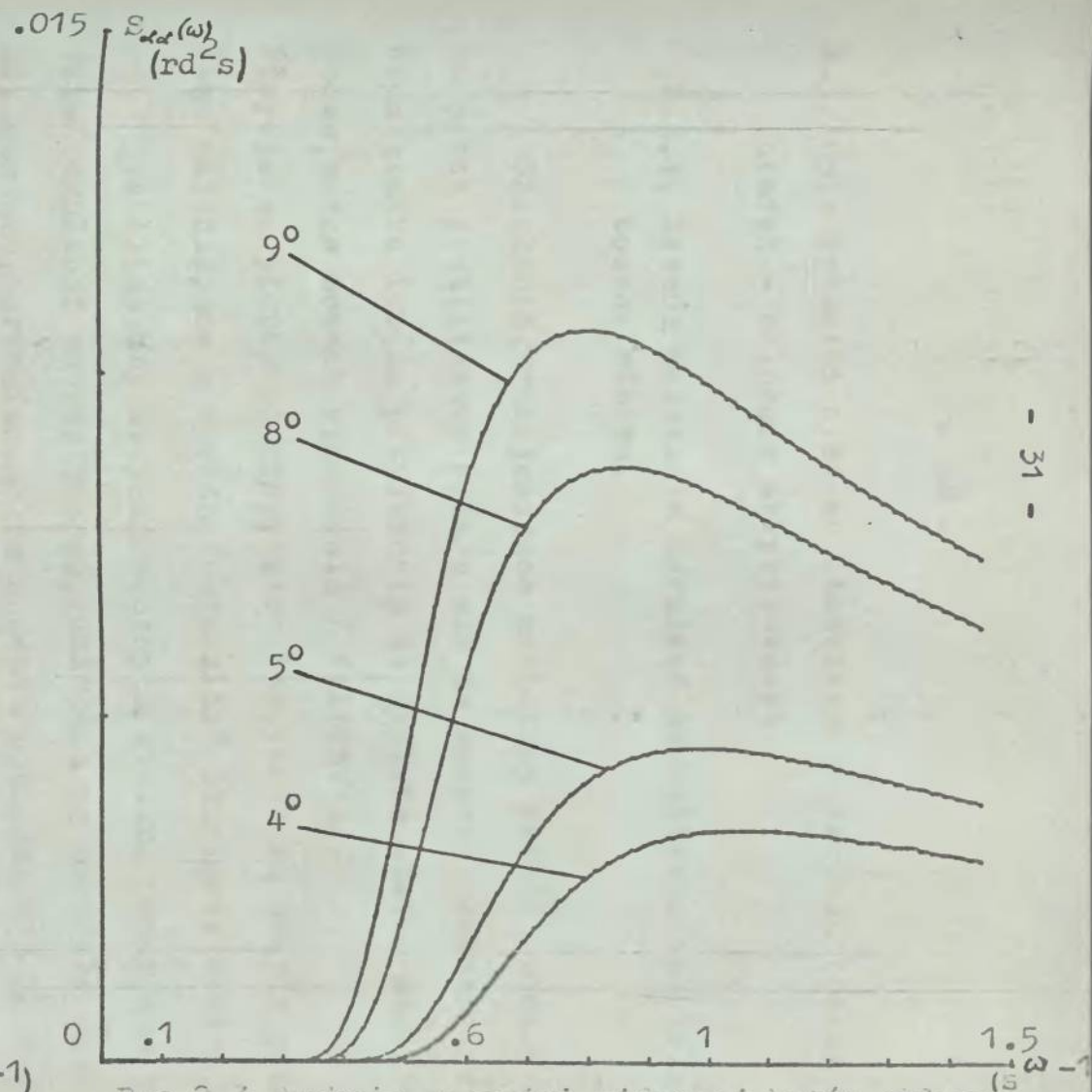
W problematyce konstrukcji stabilizatorów kołysań bocznych przyjęło się badanie działania systemu stabilizacji przede wszystkim na fali bocznej.

Poniżej pokazano przykładowe przebiegi funkcji gęstości widmowej falowania $S_{hh}(\omega)$ /rys. 2.2/ oraz odpowiadające im przebiegi widm energetycznych kątów skłonu fal $S_{\alpha\alpha}(\omega)$ / rys. 2.3/.

W prezentowanej pracy rozważania dotyczą wyłącznie przypadku falowania bocznego.



Rys.2.2 Funkcje gęstości widmowej falowania / według ITTC - Płn. Atlantyk /



Rys.2.3 Funkcje gęstości widmowej kątów skłonu fal odpowiadające wykresom z rys.2.2

2.5. Opis dynamiki systemu stabilizacji kołysań bocznych statek - zbiornik aktywizowany.

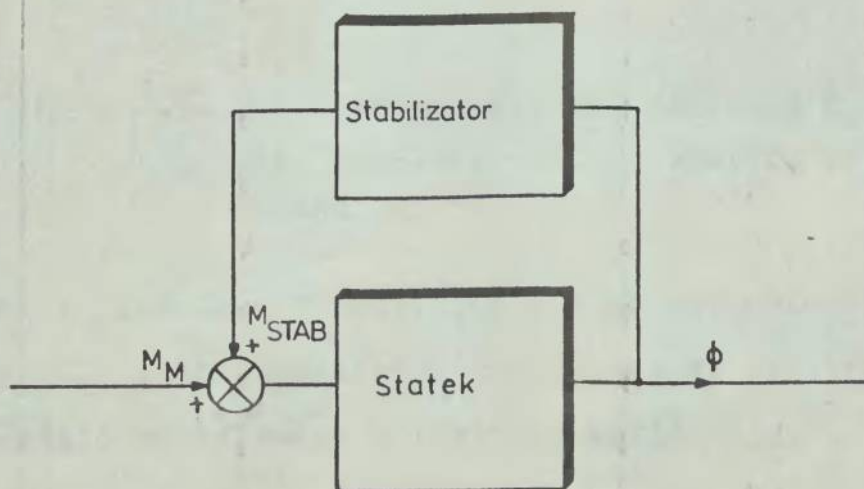
2.5.1. Zasada działania urządzeń stabilizujących kołysania boczne statku.

Działanie zmniejszające amplitudy kołysań bocznych statku przez stabilizator opiera się na zmianie własności dynamicznych statku lub na przyłożeniu do kadłuba statku momentu kompensującego moment wymuszenia / falowania/.

Przykładem pierwszej grupy stabilizatorów są stępki przechyłowe zmieniające w sposób "naturalny" tłumienie statku.

Stabilizatory kołysań bocznych statku, pracujące w układzie regulacji automatycznej, działają na zasadzie wytworzenia momentu, przeciwnego do momentu pochodzącego od falowania. Zmiany właściwości dynamicznych statku, powodowane przez zainstalowanie sterowanego stabilizatora mają dla stabilizacji kołysań bocznych znaczenie, jedynie w systemach zbiornikowych.

Ogólny schemat układu stabilizacji kołysań bocznych przedstawia rysunek 2.4.

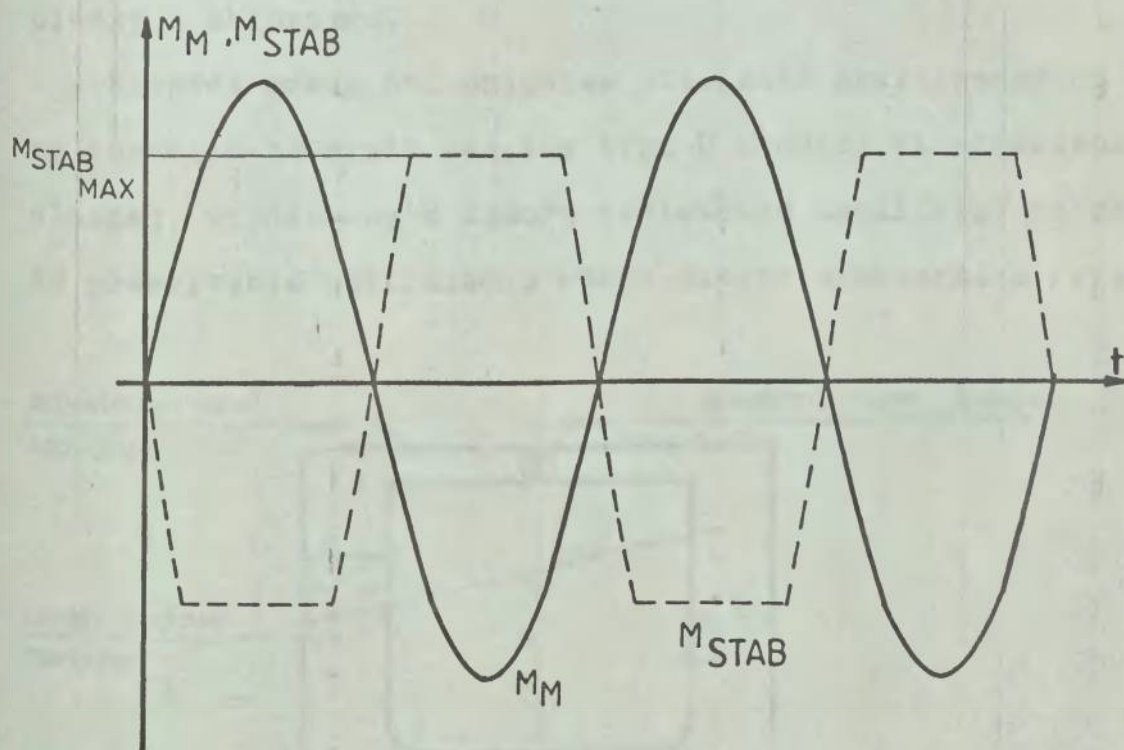


Rys. 2.4. Zasada stabilizacji kołysań bocznych statku.

Umieszczenie węzła sumacyjnego "poza" statkiem ilustruje fakt, że w trakcie działania stabilizatora kadłub statku poddany jest działaniu sumy momentów : morza - $M_M/t/$ i stabilizatora - $M_{STAB}/t/$.

Suma ta wykazuje najmniejszą wartość w przypadku, gdy moment stabilizujący jest dokładnie w przeciwfazie z momentem wymuszającym. Mówi się wtedy o "idealnym" stabilizatorze [42].

Przypadek taki / dla fali regularnej/ przedstawia rysunek 2.5.



Rys. 2.5. Przykładowy przebieg momentów $M_M/t/$ i $M_{STAB}/t/$ dla "idealnego" stabilizatora przy falowaniu regularnym.

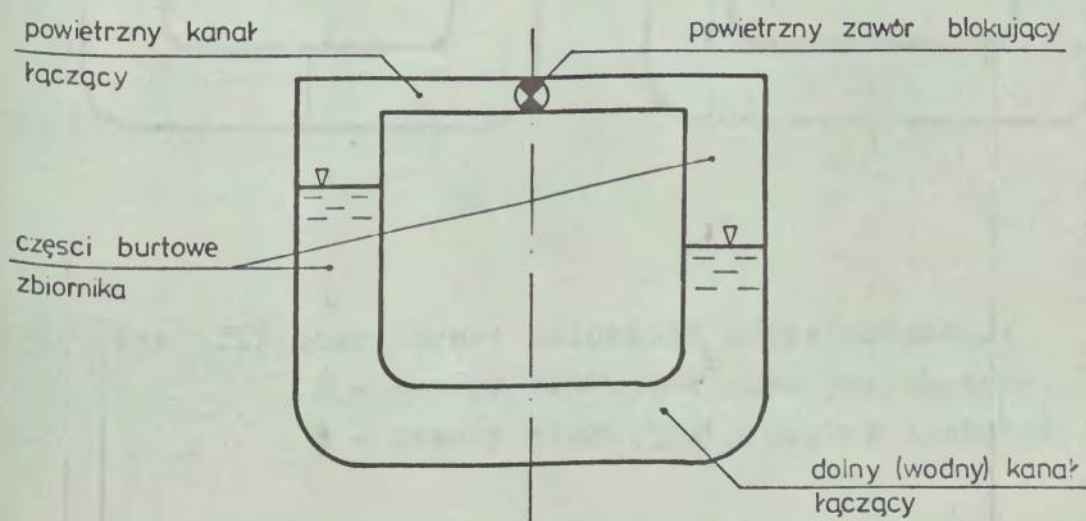
Pojęcie "idealnego" stabilizatora należy rozumieć przede wszystkim jako idealizację polegającą na wytworzeniu momentu dokładnie przeciwnego w fazie do zakłócenia.

Brak możliwości zupełnego wytłumienia kolysań bocznych / poza paradoksem fizycznym/ wynika z ograniczenia momentu maksymalnego wytwarzanego przez stabilizator, danego wzorem /1.2/.

2.5.2. Zasada pracy zbiornika aktywizowanego.

Pod pojęciem aktywizacji zbiornika^{x/} rozumie się wyposażenie go w urządzenia umożliwiające wpływanie na naturalny ruch cieczy w zbiorniku.

W poniższej pracy pod pojęciem zbiornika aktywizowanego będziemy rozumieć zbiornik pasywny typu U o dużej częstotliwości własnej, wyposażony w zawory powietrzne umożliwiające okresowe przerywanie naturalnego ruchu cieczy w zbiorniku /rys.2.6/.



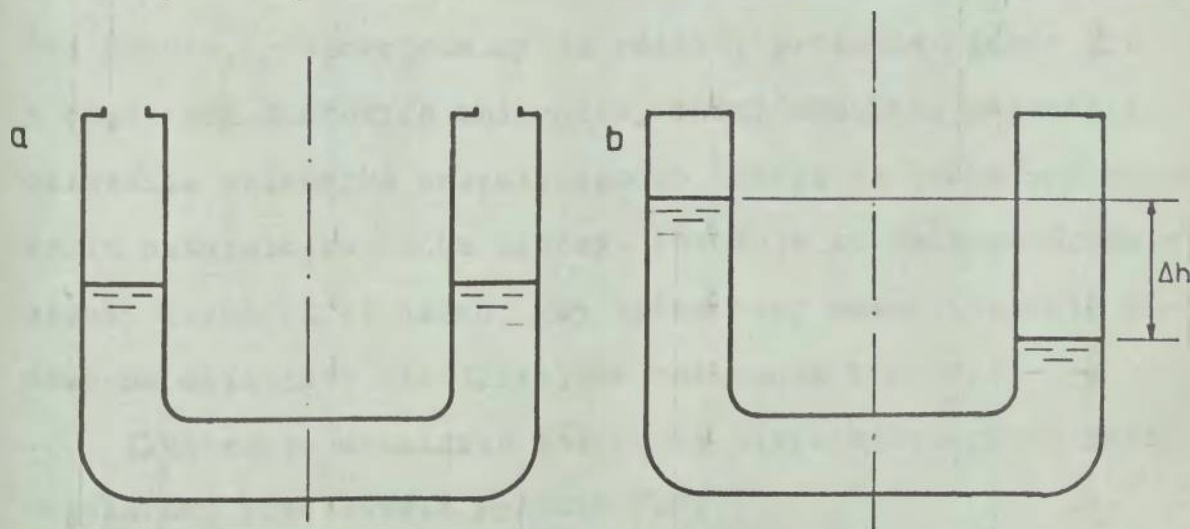
Rys. 2.6. Schemat zbiornika aktywizowanego.

^{x/} W literaturze radzieckiej stosowana jest nazwa: zbiornik częściowo aktywizowany, zaś w anglosaskiej: zbiornik pasywny sterowany. W zasadzie żadna z nazw nie jest w pełni spójna z zasadą działania. Również polską nazwę należy traktować jako zwyczajową.

Z przyjętej wyżej definicji zbiornika aktywizowanego wynika, że zbiornik ten znajdować się może w dwóch stanach odpowiadających zamknięciu lub otwarciu zaworów blokujących naturalny przepływ cieczy.

W przypadku otwarcia zaworów blokujących, ciecz w zbiorniku wykonuje ruch pod wpływem sił grawitacyjnych. Jeżeli zawory blokujące są zamknięte, to pomijając pewne dodatkowe efekty, ruch cieczy w zbiorniku jest niemożliwy.

Ilustruje to rysunek 2.7.



Rys. 2.7. Stany pracy zbiornika aktywizowanego:

- a - zawory blokujące przepływ otwarte,
- b - zawory blokujące przepływ zamknięte.

W przypadku otwartych zaworów / rys. 2.7.a/, zbiornik uważać można za U - rurę o otwartych końcach. Naturalny ruch cieczy nie jest sterowany. Zbiornik zachowuje się jak zbiornik pasywny. Stan pracy zbiornika aktywizowanego z otwartymi zaworami blokującymi nazwiemy więc stanem "pasywnym".

Po zamknięciu zaworów blokujących, ruch cieczy pomiędzy burtowymi częściami zbiornika jest niemożliwy. Zbiornik zachowuje się jak U - rura z zamkniętymi końcami /rys.2.7.b/. Pomijając efekt ściśliwości powietrza /rozpatrywany w podrozdziale 2.5.4/ można uznać, że zbiornik zostaje niejako "zamrożony".

Biorąc to pod uwagę, stan pracy zbiornika z zamkniętymi zaworami nazywać będziemy stanem "zamrożenia".

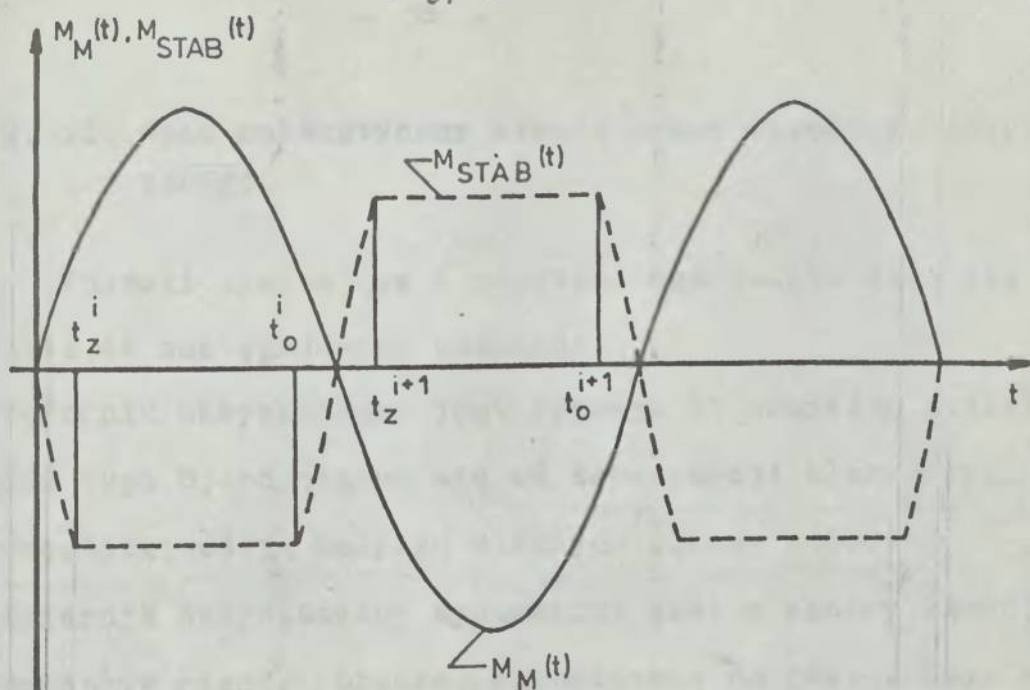
W stanie "zamrożenia" zbiornik wytwarza moment siły względem osi obrotu, proporcjonalny do różnicy poziomów cieczy Δh w częściach burtowych zbiornika, zwany momentem asymetrii.

Działanie zbiornika aktywizowanego polega na okresowym blokowaniu naturalnego ruchu cieczy. Powoduje to unieruchomienie cieczy przez okres czasu, gdy wytwarzany przez zbiornik moment ma działanie stabilizujące kołysania boczne.

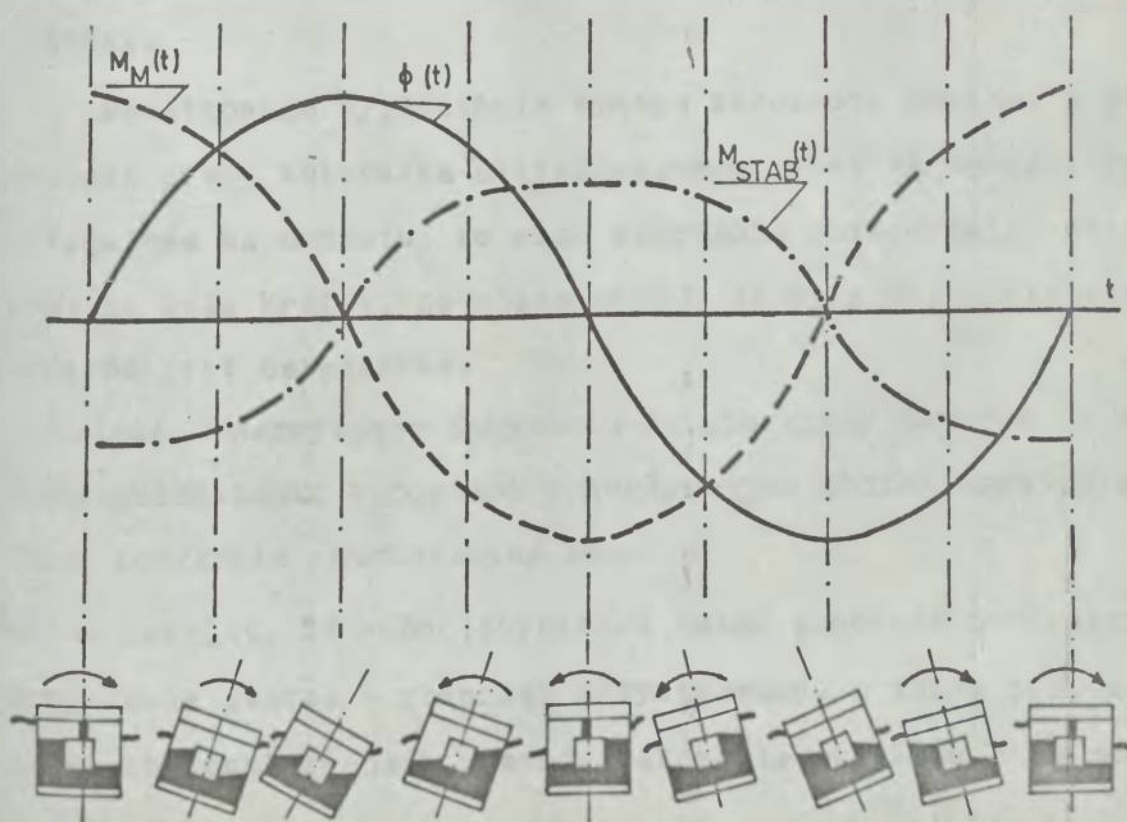
Ilustrację działania zbiornika aktywizowanego na fali regularnej przedstawia rysunek 2.8.

Stan "pasywny" określa działanie zbiornika w przedziale czasowym $t \in (t_z, t_0)$, zaś stan "zamrożenia" odpowiada przedziałowi $t \in (t_0, t_z)$.

Działanie stabilizujące zbiornika aktywizowanego na fali regularnej wyjaśnia również rys. 2.9 [39].



Rys. 2.8. Działanie zbiornika aktywowanego na fali regularnej.



Rys. 2.9. Działanie zbiornika aktywowanego na fali.

2.5.3. Opis matematyczny stanów pracy zbiornika aktywizowanego.

Wnioski wynikające z poprzedniego punktu dają się sprowadzić do następujących założeń:

- zbiornik aktywizowany jest typowym zbiornikiem stabilizującym typu U, różniącym się od konstrukcji klasycznych dużą częstotliwością kołysań własnych cieczy roboczej,
- zbiornik aktywizowany wyposażony jest w zawory blokujące przepływ cieczy roboczej, zamontowane na powietrznym kanale łączącym i pracujące dwustanowo,
- zbiornik aktywizowany, w dowolnej chwili czasowej, może znajdować się w jednym z dwóch stanów: pasywnym lub zamrożenia.

Dodatkowego wyjaśnienia wymaga założenie mówiące o dwóch stanach pracy zbiornika aktywizowanego. Jest to uproszczenie polegające na uznaniu, że czas zamykania /otwierania/ zaworów jest na tyle krótki, że można uznać, iż zamykanie /otwieranie/ zaworów jest bezczasowe.

Zjawiska towarzyszące zamykaniu /otwieraniu/ zaworów najwygodniej przedstawić w postaci przepływowych charakterystyk czasowych zamykania /otwierania/ zaworów.

Można przyjąć, że wobec szybkości zmian procesów zachodzących w systemie statek - zbiornik aktywizowany, a także przy nowoczesnych konstrukcjach zaworów założenie powyższe jest spełnione.

Założymy teraz, że kołysania boczne statku wywołane falą można traktować jako kołysania proste /tzn opisane wzorem

/2.15/, zachodzące dookoła osi wzdłużnej przechodzącej przez środek ciężkości statku G. Dodatkowo założymy, że na statku znajduje się jeden zbiornik stabilizujący typu U o dużej częstotliwości własnej.

Jako współrzędną opisującą ruch cieczy względem zbiornika /statku/ przyjmiemy kąt ψ , jaki powierzchnia wody tworzy z płaszczyzną podstawową statku / płaszczyzna wodnicy na równej stępce/. Oznaczenia i wymiary zbiornika pokazują rysunki 2.10 i 2.11.

Stan pasywny systemu statek - zbiornik aktywizowany [14].

Układ dynamiczny statek - zbiornik aktywizowany w stanie pasywnym równoważny jest systemowi dynamicznemu statek - zbiornik pasywny typu U.

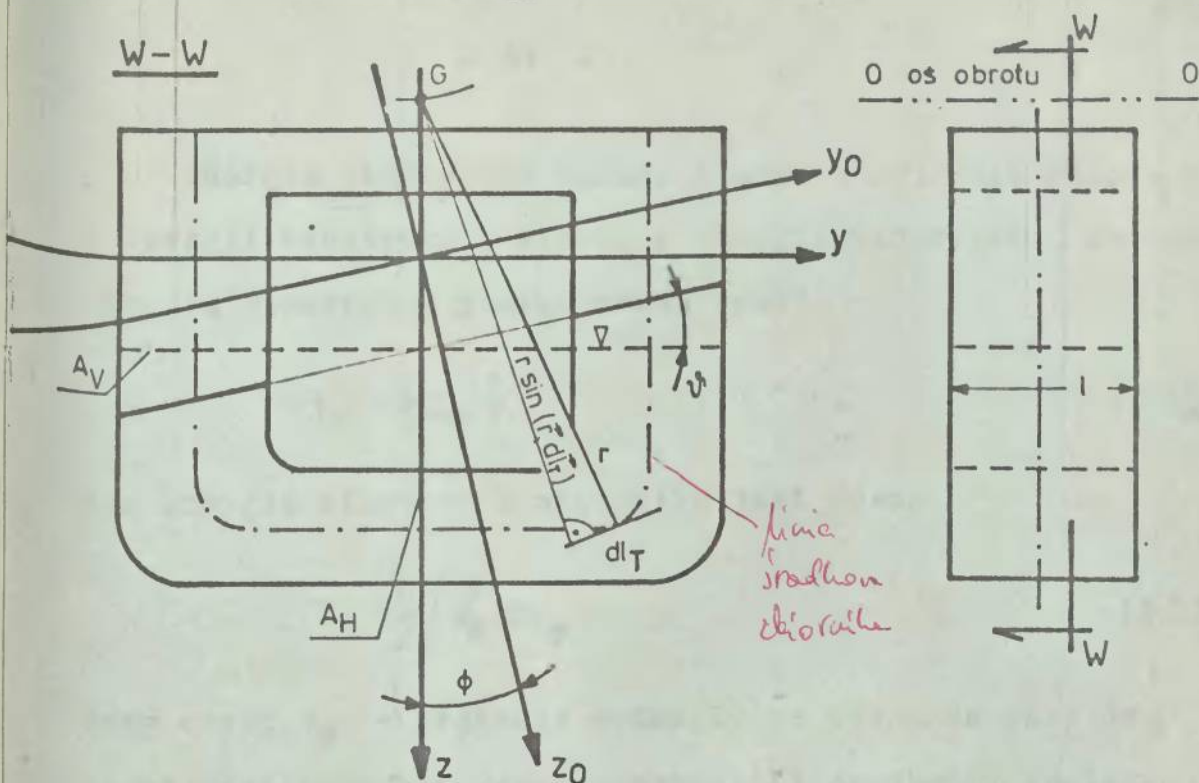
Traktując kołysania boczne statku jako kołysania proste można uważać system statek - zbiornik aktywizowany znajdujący się w stanie pasywnym za system dynamiczny o dwóch stopniach swobody.

Równanie różniczkowe kołysań bocznych statku i cieczy w zbiorniku można zapisać w postaci równania Lagrange'a:

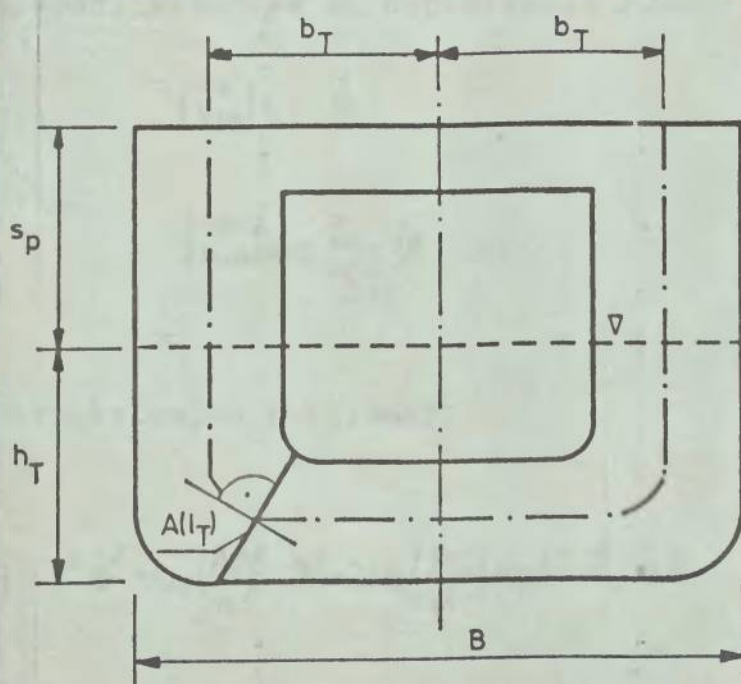
$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = - \frac{\partial D}{\partial q_i} - \frac{\partial U}{\partial q_i}, \quad i=1,2... \quad (2.21)$$

gdzie:

- q_1 - współrzędna uogólniona / $q_1 = \phi$, $q_2 = \psi$ /,
- T - energia kinetyczna układu statek - zbiornik,
- U - energia potencjalna układu statek - zbiornik,
- D - energia dysypowana w układzie.



Rys. 2.10. Współrzędne i oznaczenia przyjęte do opisu systemu statek - zbiornik.



Rys. 2.11. Wymiary zbiornika typu U.

Energia kinetyczna układu statek - zbiornik składa się z energii kinetycznej statku i energii kinetycznej zbiornika. Energia kinetyczna statku równa jest:

$$T_s = \frac{1}{2} I_{xx} \dot{\phi}^2 \quad (2.22)$$

zaś energia kinetyczna zbiornika jest równa:

$$T_v = \frac{1}{2} \int v_v^2 dm_v \quad (2.23)$$

przy czym: v_v - prędkość bezwzględna elementu masy dm_v , która jest sumą prędkości unoszenia i prędkości względnej elementu masy, czyli

$$\vec{v}_v = \vec{v}_{uv} + \vec{v}_{wv}$$

Prędkości składowe są odpowiednio równe:

$$|\vec{v}_{uv}| = r \cdot \dot{\phi}$$

$$|\vec{v}_{wv}| = b_r \frac{\Delta v}{A(l_r)} \cdot \dot{\psi}$$

Przekształcając otrzymamy:

$$|\vec{v}_v|^2 = r^2 \dot{\phi}^2 + b_r^2 \left(\frac{\Delta v}{A} \right)^2 \cdot \dot{\psi}^2 - 2rb_r \left(\frac{\Delta v}{A} \right) \sin(\vec{r}, \vec{dl}_r) \dot{\phi} \dot{\psi} \quad (2.24)$$

oraz

$$dm_v = \frac{\gamma_r}{g} \cdot A \cdot dl$$

Wprowadzając oznaczenia:

I_v - moment bezwładności masy cieczy w zbiorniku względem osi kołysań: $I_v = \rho_T \int_{l_T} r^2 A_v dl$

l_T - zredukowana, albo efektywna ^{słupa} długość cieczy w zbiorniku: $l_T = \frac{1}{2} \int_{l_T} \frac{A_v}{A} dl$

s - współczynnik sprzężenia inercyjnego: $s = -\frac{1}{2b_T} \beta^2$

β^2 - moment statyczny długości zbiornika względem osi kołysań: $\beta^2 = \int_{l_T} r \sin(\vec{r}, \vec{dl}_T) dl$

energię kinetyczną wody w zbiorniku zapisać można w postaci:

$$T_T = \frac{1}{2} I_v \dot{\phi}^2 + b_T^2 A_v \rho_T l_T \dot{\psi}^2 - \rho_T A_v b_T \beta^2 \dot{\psi} \dot{\phi} \quad (2.25)$$

Ostatecznie energia układu statek - zbiornik wyrazi się jako

$$T = \frac{1}{2} (I_{xx} + I_v) \dot{\phi}^2 + \rho_T A_v b_T^2 l_T \dot{\psi}^2 + \rho_T A_v b_T \beta^2 \dot{\psi} \dot{\phi} \quad (2.26)$$

Energię potencjalną układu statek - zbiornik względem pionu pozornego, przy założeniu Froude'a - Kryłowa, zapisać można w postaci [45]:

$$U = \frac{1}{2} \Delta G M_o (\phi - \alpha_E)^2 - 2 \gamma_T (\phi - \alpha_E) A_v b_T^2 \psi + \gamma_T A_v b_T^2 \psi^2 \quad (2.27)$$

gdzie:

α_E - efektywny kąt skłonu fali,

$$\gamma_T = \rho_T g$$

Funkcja dysypacji energii układu wyraża się wzorem:

$$D \approx \frac{1}{2} 2N_{\phi\phi} \dot{\phi}^2 + \frac{1}{2} 2N_T \dot{v}^2 + 2N_{\phi T} \dot{\phi} \dot{v} \quad (2.28)$$

Ostatni człon wyrażenia /2.28/ jest dysypacyjnym sprzężeniem układu i jako mały zostanie pominięty w dalszych rozważaniach. Celowym jest wprowadzenie następujących oznaczeń:

Γ - współczynnik ujmujący wpływ swobodnej powierzchni cieczy w zbiorniku - względne zmniejszenie wysokości metacentrycznej statku na skutek obecności powierzchni swobodnej w zbiorniku:

$$\Gamma = \frac{2A_V b_T^2}{\nabla GM_0}$$

$$\frac{2N_{\phi\phi}}{I_{xx} + m_{\phi\phi}} = 2\beta_{\phi\phi}^* \omega_{\phi 0}$$

$$\frac{2N_T}{\rho_T A_V b_T^2 l_T} = 2\beta_{vv} \omega_{v 0}$$

gdzie:

$\omega_{v 0}$ - częstotliwość kołysań własnych cieczy w zbiorniku:

$$\omega_{v 0} = \sqrt{\frac{g}{l_T}}$$

$\beta_{\phi\phi}^*$ - bezwymiarowy współczynnik tłumienia kołysań bocznych statku,

β_{vv} - bezwymiarowy współczynnik tłumienia kołysań cieczy w zbiorniku.

Obliczając odpowiednie pochodne i podstawiając do równania /2.21/ otrzymamy układ równań różniczkowych opisujący kołysania boczne statku oraz ruch cieczy w zbiorniku w stanie pasywnym:

$$\begin{cases} \ddot{\phi} + 2\beta_{\phi\phi}^* \omega_{\phi_0} \dot{\phi} + \omega_{\phi_0}^2 \phi + \Gamma \frac{S}{g} \omega_{\phi_0}^2 \ddot{\psi} - \Gamma \omega_{\phi_0}^2 \dot{\psi} = \omega_{\phi_0}^2 \alpha_E(t) \\ \ddot{\psi} + 2\beta_{\psi\psi} \omega_{\psi_0} \dot{\psi} + \omega_{\psi_0}^2 \psi + \frac{S}{g} \omega_{\psi_0}^2 \ddot{\phi} - \omega_{\psi_0}^2 \dot{\phi} = -\omega_{\psi_0}^2 \alpha_E(t) \end{cases} \quad (2.29)$$

Układ równań /2.29/ można łatwo uzupełnić o nieliniowość momentu tłumiącego statku analogicznie do /2.15/. Otrzymamy wtedy:

$$\begin{cases} \ddot{\phi} + 2\beta_{\phi\phi} \omega_{\phi_0} \dot{\phi} + w_{\phi\phi} \dot{\phi}|\dot{\phi}| + \omega_{\phi_0}^2 \phi + \Gamma \frac{S}{g} \omega_{\phi_0}^2 \ddot{\psi} - \Gamma \omega_{\phi_0}^2 \dot{\psi} = \omega_{\phi_0}^2 \alpha_E(t) \\ \ddot{\psi} + 2\beta_{\psi\psi} \omega_{\psi_0} \dot{\psi} + \omega_{\psi_0}^2 \psi + \frac{S}{g} \omega_{\psi_0}^2 \ddot{\phi} - \omega_{\psi_0}^2 \dot{\phi} = -\omega_{\psi_0}^2 \alpha_E(t) \end{cases} \quad (2.30)$$

Układ równań /2.30/ jest polecany przez autorów [14, 46, 50] jako przydatny do badań zachowania się systemu statek - zbiornik pasywny / bierny/, także przy falowaniu nieregularnym, bowiem współczynniki $\beta_{\phi\phi}$ i $w_{\phi\phi}$ są niezależne od amplitudy kołysań bocznych statku.

Podstawowa trudność polega na tym, że o ile rozwiązanie układu równań /2.29/ nie przedstawia trudności merytorycznych, to rozwiązanie równań /2.30/ jest możliwe metodą kolejnych przybliżeń, bądź metodą symulacji komputerowej.

Człon $-\omega_{v_0}^2 \alpha_F(t)$, będący prawą stroną równania zbiornika /we wzorach /2.29/ i /2.30/ reprezentuje wpływ kołysań burtowych na pracę zbiornika [49]. Jest on proporcjonalny do przyspieszenia kołysań burtowych.

Tak więc model matematyczny /2.29/ lub /2.30/ uważać można za uproszczony model o dwóch stopniach swobody.

W przypadku zerowania się prawej strony w równaniu zbiornika otrzymujemy model o jednym stopniu swobody.

Stan zamrożenia systemu.

Zgodnie z rys. 2.7.b zbiornik aktywizowany z zamkniętymi zaworami uważać można za U - rurę o zamkniętych szczelnie końcach.

Stwierdzenie powyższe prowadzi do wniosku, że ciecz w zbiorniku, w przypadku zamkniętych zaworów, nie podlega przemieszczaniu.

Zerują się więc pochodne ruchu cieczy $\ddot{v}/t/$ i $\dot{v}/t/$.

Można uznać, że zablokowanie cieczy w zbiorniku jest wynikiem chwilowej zmiany tłumienia ruchu cieczy roboczej.

Tak więc zbiornik aktywizowany w stanie zamrożenia charakteryzować można nowym współczynnikiem tłumienia, który oznaczać będziemy przez β_{vv}^z . Ponieważ zbiornik aktywizowany jest obiektem oscylacyjnym, należy uwzględnić w opisie dynamiki zbiornika w stanie zamrożenia wpływ zmiany tłumienia β_{vv}^z na częstotliwość własną cieczy w zbiorniku. Wyraża się on wzorem:

$$\omega_v^z = \omega_{v_0} \sqrt{1 - (\beta_{vv}^z)^2} \quad (2.31)$$

Uwzględniając powyższe, równania dynamiki systemu statek-zbiornik aktywowany w stanie zamrożenia można przedstawić w postaci:

$$\begin{cases} \ddot{\phi} + 2\beta_{\phi\phi} \omega_{\phi_0} \dot{\phi} + w_{\phi\phi} \dot{\phi}|\dot{\phi}| + \omega_{\phi_0}^2 \phi - \Gamma \omega_{\phi_0}^2 \psi = \omega_{\phi_0}^2 \alpha_E(t) \\ (\omega_{\psi}^z)^2 \psi + \frac{s}{g} (\omega_{\psi}^z)^2 \ddot{\phi} - (\omega_{\psi}^z)^2 \phi = -(\omega_{\psi}^z)^2 \alpha_E(t) \end{cases} \quad (2.32)$$

analogicznej do /2.30/. Podobnie do równań /2.32/ można napisać równania opisujące dynamikę systemu statek - zbiornik aktywowany wykorzystując liniowy model kołysań statku.^{x/}

Rozpatrzony zostanie obecnie przypadek wyidealizowany, polegający na założeniu całkowitego zamrożenia cieczy w zbiorniku. Otrzymuje się wtedy $\beta_{\psi\psi}^z = 1$ oraz $\omega_{\psi}^z = 0$. Układ równań /2.32/ przyjmuje więc postać następującą:

$$\ddot{\phi} + 2\beta_{\phi\phi} \omega_{\phi_0} \dot{\phi} + w_{\phi\phi} \dot{\phi}|\dot{\phi}| + \omega_{\phi_0}^2 \phi = \omega_{\phi_0}^2 \alpha_E(t) + \Gamma \omega_{\phi_0}^2 \psi(t_z) \quad (2.33)$$

Ponieważ kąt przemieszczenia cieczy w zbiorniku w rozpatrywanym przypadku nie ulega zmianie, wartość wyrażenia $\Gamma \omega_{\phi_0}^2 \psi(t_z) = \text{const.}$

Docho dzimy więc do wniosku, że w przypadku zamknięcia zaworów blokujących przepływ cieczy roboczej pomiędzy burtowymi częściami zbiornika, zbiornik wytwarza moment proporcjonalny do

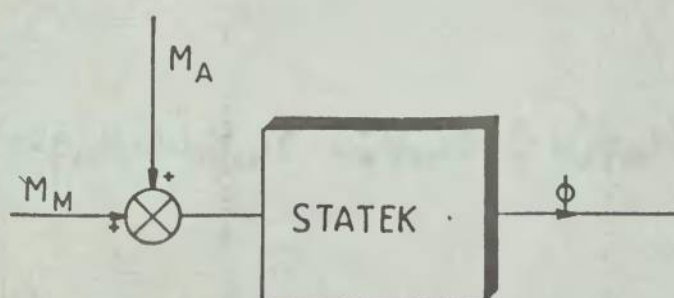
x/ Dalsze rozważania prowadzone będą wyłącznie w oparciu o nieliniowy model kołysań bocznych statku. Równoległe rozważania z użyciem modelu liniowego są zbędne, ze względu na łatwe przejście do modelu liniowego.

kąta podniesienia cieczy w chwili zamknięcia zaworów $\dot{V}/t_z$, a więc do różnicy poziomów cieczy w częściach burtowych. Moment wytwarzany przez zbiornik, powstający na skutek zablokowania przepływu przy niezerowej różnicy poziomów cieczy pomiędzy burtowymi częściami zbiornika nazywamy momentem asymetrii. Wyrazi się on wzorem:

$$M_A = I_{xx} \Gamma \cdot \omega_{\phi_0}^2 \cdot \dot{V}(t_z) \quad (2.34)$$

Analizując równanie /2.33/ łatwo zauważyć, że w przypadku zamknięcia zaworów blokujących przepływ cieczy w zbiorniku, statek zostaje poddany działaniu sumy momentów: zakłócającego, pochodzącego od falowania morskiego, oraz momentowi asymetrii M_A , który wytwarza zbiornik.

Matematycznemu zapisowi /2.33/ odpowiada więc blokowy schemat pokazany na rysunku 2.12, analogiczny do rysunku 2.4.



Rys. 2.12. Schemat blokowy wyjaśniający działanie zbiornika z zablokowanym przepływem cieczy.

Moment asymetrii rozpatrywany być więc może jako zewnętrzny moment działający na statek, stąd przeniesienie go na prawą stronę równania /2.33/.

Przejdziemy teraz do przedstawienia sformalizowanego zapisu modelu matematycznego systemu stabilizacji kołysań bocznych statek - zbiornik aktywizowany dla obu stanów pracy omówionych powyżej.

Jednolity zapis matematyczny modelu dynamiki systemu statek - zbiornik aktywizowany przedstawić można najwygodniej posługując się różniczkowymi równaniami parametrycznymi.

Z porównania wyrażeń /2.30/ i /2.32/ wynika, że zmiennym w funkcji stanu pracy systemu parametrem jest tłumienie zbiornika β_{vv} .

Tak więc kompletny opis matematyczny systemu zapisany może być w postaci:

$$\left\{ \begin{array}{l} \ddot{\phi} + 2\beta_{\phi\phi} \omega_{\phi_0} \dot{\phi} + \omega_{\phi\phi} \dot{\phi}|\dot{\phi}| + \omega_{\phi_0}^2 \phi + \Gamma \frac{s}{g} \omega_{\phi_0}^2 \ddot{v} - \Gamma \omega_{\phi_0}^2 \dot{v} = \omega_{\phi_0}^2 \alpha_E(t) \\ \ddot{v} + 2\beta_{vv}(t,u) \omega_v(\beta_{vv}) \dot{v} + \omega_v^2(\beta_{vv}) v + \frac{s}{g} \omega_v^2(\beta_{vv}) \ddot{\phi} - \omega_v^2(\beta_{vv}) \dot{\phi} = -\omega_v^2(\beta_{vv}) \alpha_E(t) \end{array} \right. \quad (2.35)$$

gdzie:

$\beta_{vv}(t,u)$ - współczynnik tłumienia kołysań własnych cieczy w zbiorniku będący funkcją sterowania zaworami u i czasu t ,

$\omega_v(\beta_{vv})$ - częstotliwość kołysań własnych cieczy roboczej związana z tłumieniem β_{vv} wzorem /2.31/.

Tłumienie zbiornika $\beta_{vv}/t,u/$ może przyjmować jedną z dwóch wartości, według następujących zależności:

$$\beta_{vv}(t,u) = \begin{cases} \beta_{vv} & \text{dla } t \in (t_o^i, t_z^{i+1}) - \text{stan pasywny zbiornika} \\ \beta_{vv}^z & \text{dla } t \in (t_z^{i+1}, t_o^{i+1}) - \text{stan zamrożenia zbiornika,} \end{cases} \quad (2.36)$$

gdzie oznaczenia t_o, t_z zgodne z rys. 2.8.

Integralną częścią modelu matematycznego systemu stabilizacji kołysań bocznych statku wyposażonego w zbiornik aktywowany jest sterowanie zaworami blokującymi u/t/. Jako odrębny problem, sterowanie zaworami omówione jest w rozdziale 4.

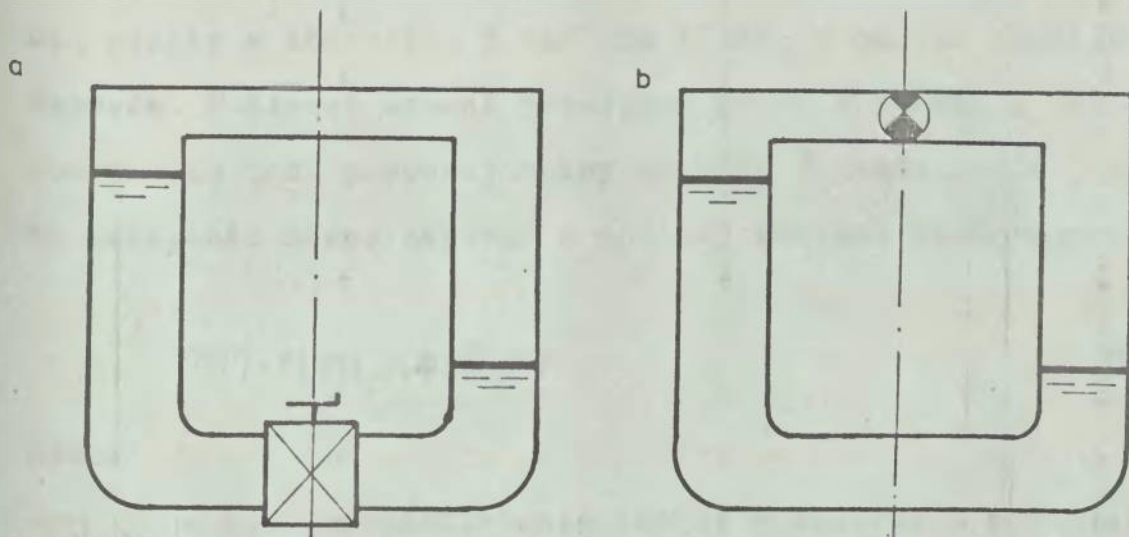
2.5.4. Model matematyczny ściśliwości powietrza w powietrznym kanale łączącym.

Aktywizację zbiornika stabilizującego, polegającą na wprowadzeniu sterowania blokadą ruchu cieczy pomiędzy burtowymi częściami zbiornika, można zrealizować dwoma sposobami - poprzez instalację wodnych lub powietrznych zaworów blokujących, pracujących dwustanowo.

Rysunek 2.13. przedstawia w sposób schematyczny obie możliwości.

Zastosowanie wodnych zaworów blokujących wiąże się z szeregiem trudności technicznych i technologicznych.

Trudności te spowodowane są przez duże wartości przepływu masy / w typowych konstrukcjach dziesiątki ton cieczy na sekundę/, problemy konstrukcyjne z montażem itp. Powoduje to konieczność stosowania zaworów o dużych przekrojach, co najczęściej nie daje się pogodzić z wymaganiem dużej szybkości działania i małego poboru energii przez zawór.



Rys. 2.13. Blokowanie przepływu cieczy przy pomocy:
a - zaworu wodnego,
b - zaworu powietrznego.

Użycie powietrznych zaworów blokujących /rys. 2.13.b/ pozbawione jest tych niedogodności. Znane są niestandardowe konstrukcje zaworów powietrznych o dużych przepływach, krótkich czasach działania i znikomym poborze energii.

Zastosowanie powietrznych zaworów blokujących wiąże się jednak z koniecznością uwzględnienia wpływu poduszki powietrznej na przebieg momentu zbiornika w stanie zamrożenia.

W stanie zamrożenia przestrzenie powietrzne znajdujące się po obu stronach zamkniętego zaworu ulegają sprężaniu /rozprężaniu/ w trakcie ruchu statku z zamrożonym zbiornikiem. Powoduje to zmianę wysokości słupów cieczy w częściach burtowych, a więc także zmianę momentu rozwijanego przez zbiornik.

Aby zbadać wpływ ściśliwości przestrzeni powietrznych na pracę zbiornika, należy wyznaczyć przebieg rzeczywistego momentu zbiornika w zależności od dowolnego wzajemnego położenia

nia cieczy w zbiorniku i kadłuba statku w chwili zamknięcia zaworów. Ponieważ moment rozwijany przez zbiornik w stanie zamrożenia jest proporcjonalny do kąta ψ /wzór /2.34/, szukaną zależność można zapisać w ogólnej postaci następująco:

$$\psi(t) = f(\psi(t_z), \phi, \hat{P}, t) \quad (2.37)$$

gdzie:

$\psi(t_z)$ - kąt przemieszczenia cieczy w zbiorniku w chwili zamknięcia zaworów blokujących przepływ,

$\hat{P}$ - zbiór parametrów konstrukcyjnych zbiornika.

Rozpatrzmy przypadek uproszczony. Obliczona zostanie zmiana kąta $\psi /t/$ dla dowolnego, realnego fizycznie $\psi /t_z/$, dla warunku powrotu kadłuba do położenia równowagi.

Zależność tę zapiszemy w postaci:

$$\psi(t) \Big|_{\phi=0} = f(\psi(t_z), \hat{P}) \quad (2.37a)$$

Wprowadzimy oznaczenia zgodnie z rysunkiem 2.14.

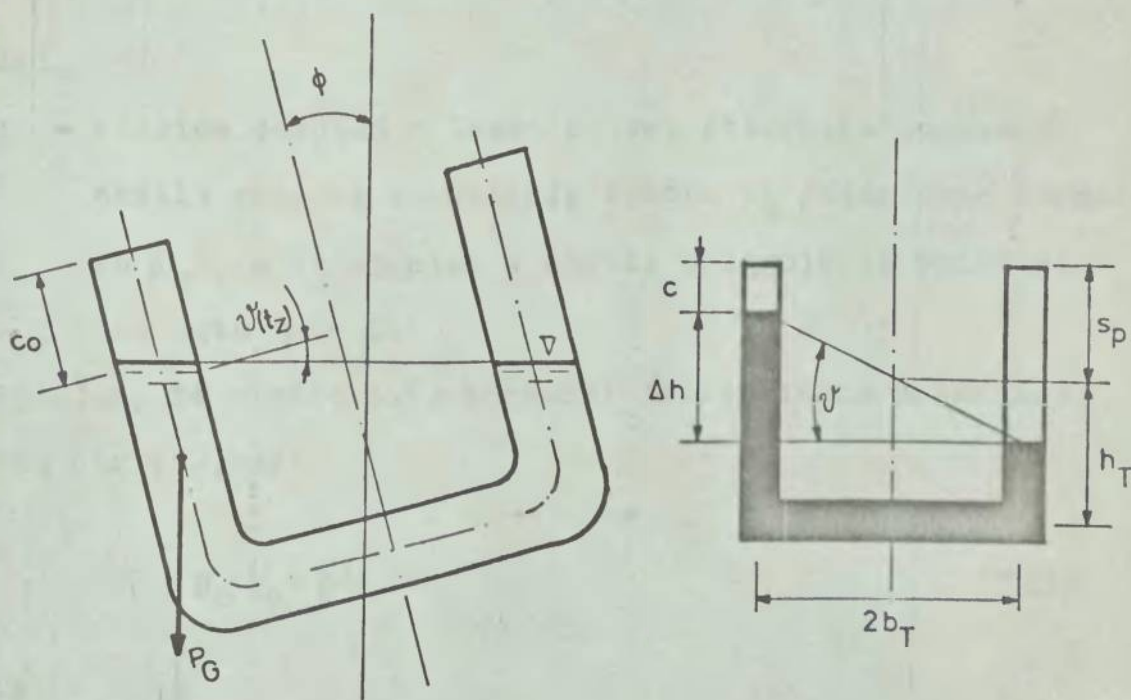
Objętość powietrznego kanału łączącego doprowadzono do objętości odcinków burtowych zbiornika. Jednocześnie zastosowano aproksymację rzeczywistego kształtu zbiornika kształtem prostokątnym. Nie wnosi ona zasadniczych błędów w rozumowaniu, pozwalając na znaczne uproszczenie równań.

Z rys. 2.14.b wynika, że siła ciężkości P_G słupa cieczy o wysokości Δh wyrazi się wzorem:

$$P_G = \Delta h \cdot A_V \cdot \rho \cdot g \quad (2.38)$$

gdzie:

- ρ_T - masa właściwa cieczy w zbiorniku,
- A_V - przekrój poprzeczny części burtowej zbiornika,
- g - przyspieszenie ziemskie.



- s_p - długość kanału powietrznego na równej stępcie,
- h_T - wysokość słupa cieczy na równej stępcie,
- $2b_T$ - szerokość zbiornika, względem linii środkowej

Rys. 2.14. Ilustracja problemu ściśliwości poduszki powietrznej w zbiorniku aktywowanym zaworami powietrznymi w stanie zamrożenia.

Ponieważ $\Delta h = 2b_T \operatorname{tg} \nu$, więc ostatecznie otrzymamy:

$$P_G = 2 b_T \operatorname{tg} \nu \cdot A_V \rho_T g \quad (2.39)$$

Siła P_G równoważona jest siłami: podciśnienia P_{pc} i nadciśnienia P_{nc} . Rozpatrzmy siłę podciśnienia P_{pc} , która

w sytuacji z rys. 2.14.b występuje w lewej części zbiornika.

Siła P_{pc} wyraża się wzorem:

$$P_{pc} = A_V \cdot \Delta p \quad (2.40)$$

gdzie:

Δp - różnica ciśnień w lewej części zbiornika pomiędzy chwilą czasową zamknięcia zaworu t_z /ciśnienie normalne p_0 /, a ciśnieniem w chwili osiągnięcia przez statek kąta $\phi = 0$.

Przyjmując, że w zbiorniku zachodzi izotermiczna przemiana gazowa otrzymujemy:

$$p_0 \cdot V_0 = p \cdot V \quad (2.41)$$

czyli:

$$p_0 \cdot A_V \cdot c_0 = p \cdot A_V \cdot c \quad (2.41a)$$

a więc

$$\Delta p = p_0 - p = p_0 \cdot \frac{c - c_0}{c} \quad (2.42)$$

gdzie:

c, c_0 - zgodnie z rys. 2.14.

Ponieważ jednocześnie / zgodnie z rys. 2.14/ mamy:

$$c = s_p - b_T \cdot \text{tg } \psi \quad (2.43)$$

a także

$$c_0 = s_p - b_T \cdot \text{tg } \psi(t_z) \quad (2.43a)$$

przeto otrzymujemy ostatecznie:

$$P_{pc} = A_V \cdot b_T \cdot p_0 \frac{\operatorname{tg} \vartheta(t_z) - \operatorname{tg} \vartheta}{s_p - b_T \operatorname{tg} \vartheta} \quad (2.44)$$

Przeprowadzając analogiczne rozumowanie wyznaczyć można siłę P_{nc} nadciśnienia / na rys. 2.14.b występuje ona w prawej części burtowej/, która wyraża się wzorem:

$$P_{nc} = A_V \cdot b_T \cdot p_0 \frac{\operatorname{tg} \vartheta(t_z) - \operatorname{tg} \vartheta}{s_p + b_T \operatorname{tg} \vartheta} \quad (2.45)$$

Siła ciężkości P_G wyrażona wzorem /2.39/ równowazona jest w dowolnej chwili czasowej przez sumę sił P_{nc} i P_{pc} , a więc:

$$P_G = P_{pc} + P_{nc} \quad (2.46)$$

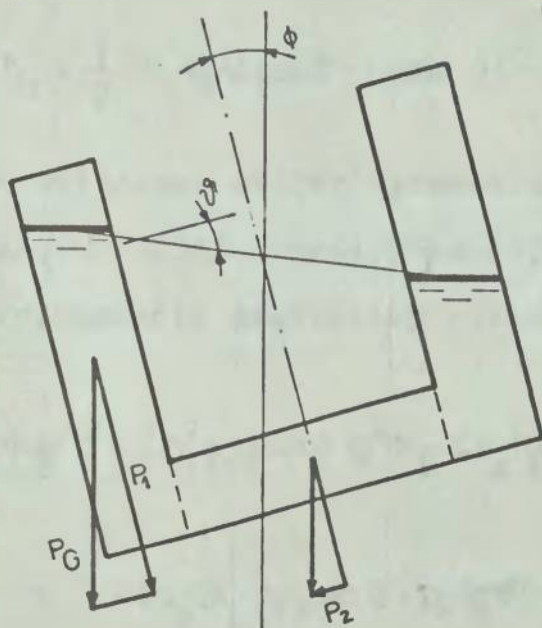
Po podstawieniu do równania /2.46/ wyrażeń /2.39/, /2.44/ i /2.45/ oraz po uporządkowaniu otrzymujemy równanie:

$$4 b_T^2 p_0 g \operatorname{tg}^3 \vartheta - 4 s_p (s_p p_0 g + p_0) \operatorname{tg} \vartheta + 4 s_p p_0 \operatorname{tg} \vartheta(t_z) = 0 \quad (2.47)$$

którego rozwiązaniem jest $\operatorname{tg} \vartheta$ poszukiwanego kąta podniesienia cieczy w zbiorniku uwzględniającego wpływ ściśliwości powietrza. Tak więc zależności /2.37a/ nie otrzymuje się w sposób jawny, lecz w postaci równania 3-go stopnia. Rozwiązanie tego równania wraz z komentarzem jest zamieszczone w rozdziale 6.

Obecnie zostanie uogólnione równanie /2.47/ na przypadek dowolnego kąta przechyłu bocznego kadłuba ϕ . W ten sposób wyprowadzona zostanie zależność /2.37/.

Dla niezerowych kątów przechyłu bocznego kadłuba należy uwzględnić zmianę siły ciężkości P_G wywołaną przechylem, a także dodatkową siłę grawitacyjną wywołaną przez masę cieczy znajdującą się w dolnym /wodnym/ kanale łączącym.



Rys. 2.15. Schemat położenia zamrożonego zbiornika przy kącie $\phi \neq 0$.

Rysunek 2.15. przedstawia położenie zamrożonego zbiornika w przypadku niezerowego kąta przechyłu bocznego statku ϕ . Widać, że siła równoważona siłami sprężystości powietrza jest mniejsza niż dla przypadku rozpatrywanego uprzednio, bowiem wyraża się wzorem:

$$P'_G = P_1 - P_2 \quad (2.48)$$

Do wyznaczenia siły P_2 konieczna jest znajomość przekroju poprzecznego A_H dolnego kanału powietrznego. Jak będzie pokazane w rozdziale 3 do uzyskania dużej częstotliwości własnej

zbiornika, niezbędną jest duża wartość przekroju A_{II} .

Najczęściej przyjmuje się, że $A_H \approx A_V$.

Przyjmując równość przekrojów A_V i A_{II} wprowadzić można zastępczą wysokość słupa cieczy Δh_1 wyrażoną równością:

$$\Delta h_1 = \frac{1}{2}(b_T \cdot \operatorname{tg} \vartheta \cos \phi - b_T \sin \phi) \quad (2.49)$$

Podstawiając wyliczone według wyrażenia /2.49/ Δh_1 w miejsce Δh do wzoru /2.38/ i przeprowadzając identyczne do poprzedniego rozumowanie dostaniemy równanie:

$$\begin{aligned} 4b_T^2 \rho_T g \cos \phi \operatorname{tg}^3 \vartheta - 4b_T^2 \rho_T g \sin \phi \operatorname{tg}^2 \vartheta - 4s_p (\rho_T g s_p \cos \phi + p_o) \operatorname{tg} \vartheta + \\ + 4s_p (s_p \rho_T g \sin \phi + p_o \operatorname{tg} \vartheta (t_z)) = 0 \end{aligned} \quad (2.50)$$

Równanie /2.50/ przy założeniu $\phi = 0$ przechodzi w równanie uproszczone /2.47/.

Przedstawione powyżej wyrażenia pozwalają znaleźć i liczbowo wyznaczyć wpływ ściśliwości przestrzeni powietrznych na pracę zbiornika w przypadku aktywizacji zaworami powietrznymi.

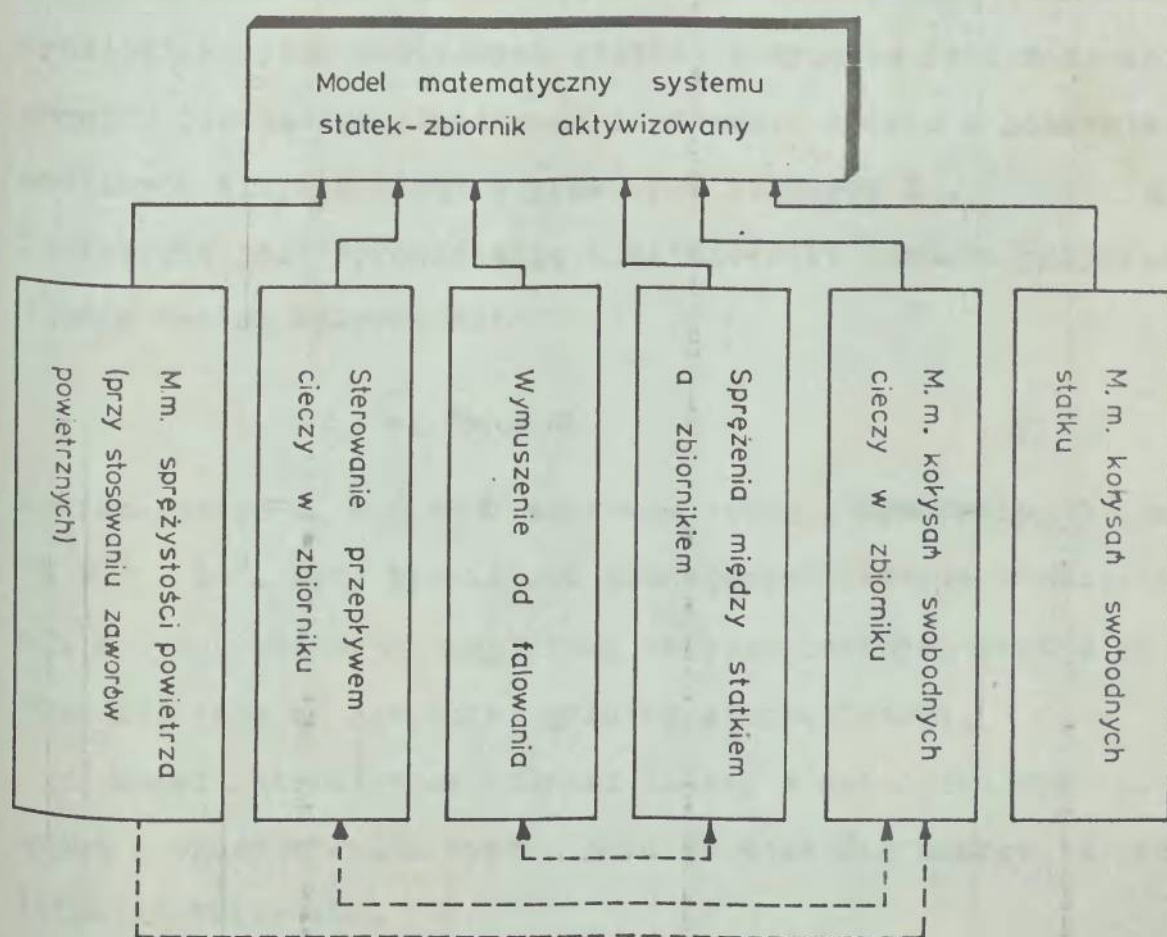
2.5.5. Analiza modelu matematycznego systemu statek - zbiornik aktywizowany.

Przedstawiony w tym rozdziale model matematyczny systemu stabilizacji kołysań bocznych statek - zbiornik aktywizowany, który stosowany będzie dalej w analizie dynamiki

systemu, powstał jako kompromis pomiędzy potrzebą dokładnego odwzorowania warunków rzeczywistych, możliwością identyfikacji współczynników równań ruchu oraz możliwościami używanego do symulacji sprzętu komputerowego.

Kompletny model matematyczny dynamiki systemu można przedstawić jako zestawienie sześciu składowych modeli, według rysunku 2.16.

Prezentowany powyżej model matematyczny stanowi jeden z kilku sposobów podejścia do problemu. Przegląd różnych, o postępującej komplikacji, modeli matematycznych znaleźć można w [22].



Rys. 2.16. Schemat blokowy modelu matematycznego dynamiki systemu statek - zbiornik aktywowany.

Podstawowa trudność stosowania złożonych modeli matematycznych wynika z braku możliwości wyznaczenia wszystkich współczynników występujących w równaniach. Proponowany model spełnia podstawowe wymaganie, wynikające z twierdzenia, że przy doborze sprzężeń w modelach matematycznych systemów zbiornikowej stabilizacji kołysań bocznych statku, należy zwrócić szczególną uwagę na sprzężenie z kołysaniami burtowymi [46].

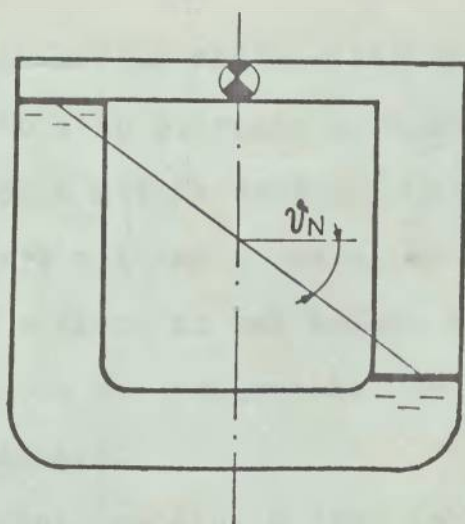
Jednocześnie należy określić zakres stosowalności przyjętego modelu, co najwygodniej przedstawić omawiając poszczególne jego elementy składowe.

W modelu matematycznym przyjęto nieliniową postać równania dynamiki kołysań swobodnych statku. Przyjęcie nieliniowości momentu tłumiącego pozwala na stosowanie modelu w zakresie możliwych fizycznie kątów przechyłu bocznego ϕ . Niecelowym jest wprowadzenie nieliniowości momentu przywracającego według zależności:

$$M_p = \Delta GM \sin \phi \quad (2.51)$$

bowiem postać $M_p = \Delta GM \phi$ stosować można z dopuszczalnym błędem do $\phi \approx 30^\circ$. Przy prawidłowo pracującym systemie stabilizacji kołysań bocznych, amplitudy kołysań bocznych statku są dużo mniejsze od powyższej granicy stosowalności.

Model matematyczny kołysań cieczy w zbiorniku stosować można z ograniczeniem wynikającym ze zjawiska nasycenia /saturacji/ zbiornika.



Rys. 2.17. Położenie cieczy w zbiorniku odpowiadające
kątowni nasycenia ϑ_N .

Położenie cieczy odpowiadające nasyceniu zbiornika przedstawia rysunek 2.17. Dalsze zwiększenie kąta ϑ jest niecelowe z dwóch powodów:

- zalewanie kanału powietrznego, prowadzące do uszkodzenia mechanizmu zaworów,
- brak wzrostu momentu zbiornika powyżej kąta nasycenia.

Tak więc model matematyczny kołysań cieczy w zbiorniku stosować można dla kątów ϑ spełniających zależność:

$$\vartheta \leq |\vartheta_N| \quad (2.52)$$

Wartość kąta nasycenia zbiornika wylicza się ze wzoru:

$$\vartheta_N = \arctg \frac{s_p}{b_T} \quad (2.53)$$

Pozostałe elementy składowe modelu kompletnego stosowane być mogą bez ograniczeń.

Na tym zakończony zostaje proces tworzenia struktury modelu. Jest to etap pierwszy modelowania, polegający na określeniu granic między badanym systemem i jego otoczeniem oraz na dyskusji działań i właściwości obiektów systemu, interesujących ze względu na cel badań. Etap drugi to identyfikacja pozwalająca na wyznaczenie wartości współczynników modelu matematycznego.

Przeznaczenie modelu, a więc cel badań, ma decydujący wpływ na strukturę i postać przyjętego modelu oraz na zakres uproszczeń poczynionych w trakcie jego syntezy.

Problemem podstawowym w konstrukcji modelu matematycznego systemu statek - zbiornik aktywowany jest przyjęcie postaci modelu systemu w stanie pasywnym. Model systemu w stanie zamrożenia bezpośrednio wynika z modelu w stanie pasywnym. Jest więc obciążony wszelkimi uproszczeniami przyjętymi w konstrukcji tego modelu.

Model dynamiki stanu pasywnego został przyjęty jako możliwie najogólniejszy [50]. W literaturze spotyka się pozycje traktujące o korelacji między modelami dynamiki, a rzeczywistymi systemami [22,50]. Głównym problemem jest niemożność pełnego odniesienia wyników uzyskanych w oparciu o model matematyczny do rzeczywistości. Przeprowadzenie takiego porównania napotyka na poważne trudności, np. niemożliwe jest ograniczenie ilości stopni swobody statku rzeczywistego.

W pracy [3] znaleźć można interesującą dyskusję na temat przydatności modeli matematycznych do syntezy układów stabilizacji kołysań bocznych.

Wykazuje się tam szczególną przydatność do tego celu modelu o dwóch stopniach swobody /roll - sway/, a więc modelu proponowanego i wykorzystywanego w niniejszej pracy.

3. IDENTYFIKACJA WSPÓŁCZYNNIKÓW WYSTĘPUJĄCYCH W MODELU MATEMATYCZNYM SYSTEMU STATEK - ZBIORNIK ARTYKULOWANY

W hydromechanice okrętu stosowane są różne metody identyfikacji współczynników równań ruchu statku, przy czym rozwinęły się one wraz z rozwojem techniki prognozowania właściwości morskich statku na etapie badań projektowych. Najczęściej stosowane metody identyfikacji można podzielić na następujące grupy:

- metoda badań modelowych,
- metody empiryczne polegające na wykorzystaniu wzorów, nomogramów i tabel uzyskanych na drodze doświadczalnej,
- metody teoretyczne i teoretyczno - empiryczne bazujące na teorii zjawisk towarzyszących ruchom statku; do obliczeń identyfikacyjnych wykorzystuje się odpowiednie programy na maszyny cyfrowe.

W prezentowanej pracy współczynniki modelu matematycznego identyfikowane będą przy użyciu metody badań modelowych oraz metod teoretycznych.

Zgodnie ze strukturą modelu matematycznego pokazaną na rys. 2.16. dokonać można identycznego podziału współczynników, na grupy związane z poszczególnymi modelami składowymi.

Są to:

1. współczynniki modelu matematycznego kołysań swobodnych statku:
 - składowe tłumienia kołysań statku - $\beta_{\phi\phi}$ i $w_{\phi\phi}$,
 - częstotliwość własna statku - ω_{ϕ_0} ,

współczynnik redukcji momentu wymuszającego - $\alpha_{\phi\phi}$,

2. współczynniki modelu matematycznego kołysań swobodnych cieczy w zbiorniku:

- tłumienie kołysań cieczy w zbiorniku - β_{vv} ,
- częstotliwość własna kołysań cieczy w zbiorniku - ω_{v0} ,

3. współczynniki sprzężeń pomiędzy statkiem, a zbiornikiem:

- współczynnik ujmujący wpływ powierzchni swobodnej zbiornika - Γ ,
- współczynnik sprzężenia inercyjnego - S ,

4. współczynniki modelu falowania morskiego,

5. współczynniki i zależności pozwalające uwzględnić ściś-
liwość objętości powietrznych.

Do badań wybrano statek typu B - 424, którego przedsta-
wicielem jest statek badawczy "Prof. Siedlecki". Za wyborem
tego statku przemawia szereg argumentów:

- model statku B - 424 jest jednym z najdokładniej przeba-
danych w kraju modeli fizycznych. Był również badany
w NSMB / Holandia/, po czym w Ośrodku Hydromechaniki Okrę-
tu / CTO - Gdańsk / przeprowadzono serię badań porównaw-
czych, uzyskując dobrą zgodność wyników [8],
- statek B - 424 pod względem nośności i kształtów kadłuba
stanowi przykład naukowo - badawczej jednostki oce-
anotechnicznej; na takich typach statków użycie zbiornika
aktywizowanego wydaje się być jak najbardziej celowe,
- statek B - 424 jest wyposażony w zbiornik stabilizujący
/przewidziano w nim również możliwość wprowadzenia aktywi-
zacji zaworami powietrznymi/, jednak jest on nieużywany.

Niektóre charakterystyczne wielkości statku B - 424
ukazuje tabela 3.1 (w zakresie wykorzystywanym w pracy).

STATEK B - 424

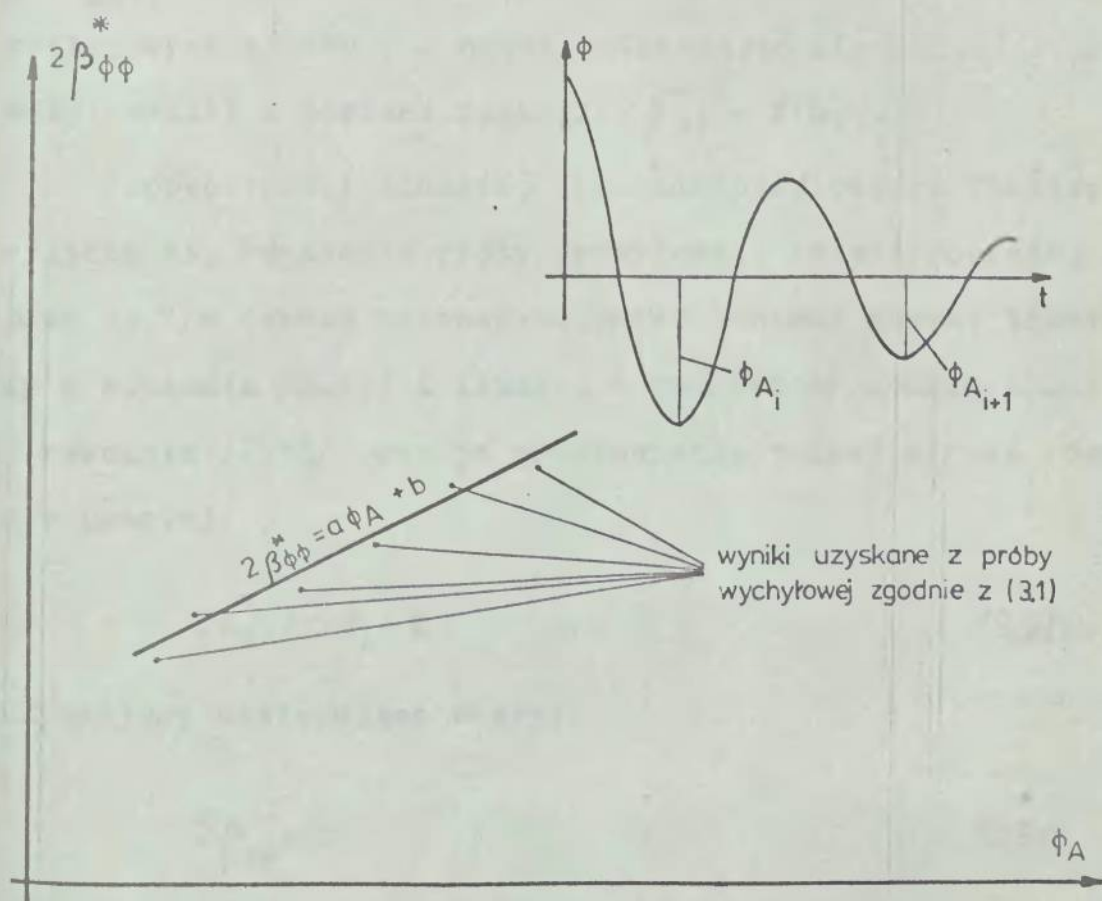
TABELA 3.1. [8]

Nazwa wielkości	Symbol	Jed- nostka	Statek	Model
Skala modelu	λ_M	[-]		1 : 25
Długość między pionami	L_{PP}	[m]	80.00	3.200
Szerokość	B	[m]	15.00	0.600
Zanurzenie na równą stępkę	T	[m]	5.30	0.212
Wyporność	∇	[m ³]	3687	0.236
Współczynnik pełnotliwości kadłuba	C_B	[-]	0.577	
Współczynnik pełnotliwości wodnicy	C_W	[-]	0.771	
Współczynnik pełnotliwości owręża	C_M	[-]	0.929	
Wysokość metacentryczna	GM	[m]	0.75	0.03
Okres kołysań bocznych	T_{ϕ_0}	[s]	13.3	2.66
Częstotliwość kołysań bocz- nych	$\omega_{\phi_0} = \frac{2\pi}{T_{\phi_0}}$	[s ⁻¹]	0.4724	2.362

3.1. Identyfikacja współczynników modelu matematycznego kołysań statku

Identyfikację współczynników modelu matematycznego kołysań bocznych statku najczęściej przeprowadza się w oparciu o wyniki próby wychyłowej kołysań bocznych. Próba wychyłowa polega na wychyleniu kadłuba statku o określony kąt ϕ , a następnie na obserwacji zależności $\phi = f/t$.

Ilustrację takiej próby przedstawia rysunek 3.1.



Rys. 3.1. Ilustracja próby wychyłowej kołysań bocznych modelu statku i obróbki wyników.

Na podstawie próby wychyłowej w prosty sposób można wyznaczyć częstotliwość własną kołysań bocznych statku ω_{ϕ_0} , natomiast bezwymiarowy współczynnik tłumienia wylicza się dla każdej pary kolejnych amplitud kołysań bocznych na tę samą burtę według wzoru:

$$2\beta_{\phi\phi}(\phi_A^*) = \frac{1}{\pi} \ln \frac{\phi_{Ai}}{\phi_{Ai+1}} \quad (3.1)$$

przy czym ϕ_A jest średnią arytmetyczną z amplitud ϕ_{Ai} i ϕ_{Ai+1} . Próby takie przeprowadza się dla kilku prędkości postępowych statku $V = \text{const}$, otrzymując dla każdej z prędkości wyniki w postaci funkcji $2\beta_{\phi\phi}^* = f(\phi_A)$.

Współczynniki liniowej i nieliniowej części tłumienia wylicza się również z próby wychyłowej. Po przyrównaniu prac za $1/4$ okresu wykonanych przez liniowy moment tłumiący z równania /2.13/ i liniowo - kwadratowy moment tłumiący z równania /2.15/ oraz po podstawieniu prawej strony równania prostej:

$$2\beta_{\phi\phi}^* = a\phi_A + b \quad (3.2)$$

uzyskujemy następujące wzory:

$$2\beta_{\phi\phi} = b \quad (3.3a)$$

$$w_{\phi\phi} = \frac{3}{8} \pi a \quad (3.3b)$$

Rysunek 3.2. przedstawia zapis próby wychyłowej oraz wyniki analizy tej próby dla statku B - 424 przy prędkości $V = 0$. Równanie prostej określającej zależność $2\beta_{\phi\phi}^* = f(\phi_A)$ ma postać:

$$2\beta_{\phi\phi}^*(\phi_A) = 0.362\phi_A + 0.0377$$

Zgodnie ze wzorami /3.3a/ i /3.3b/ otrzymujemy:

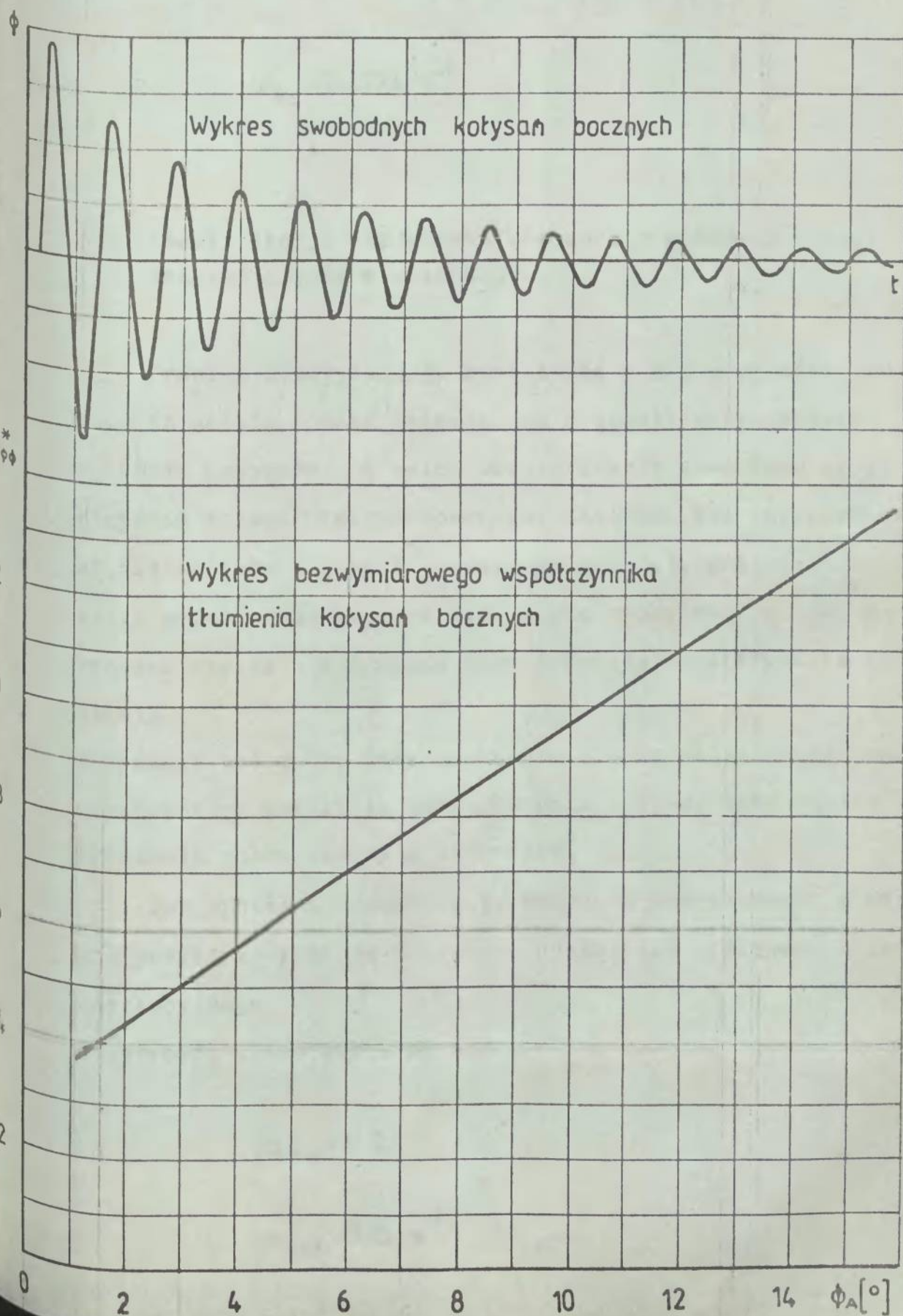
$$\beta_{\phi\phi} = 0.01885$$

$$w_{\phi\phi} = 0.4263$$

Rys. 3.2. Próba wychyłowa i wyniki uzyskane przy badaniu modelu statku B-424 [8].

Statek B-424

Prędkość $V=0$



oraz dodatkowo z prostego wyliczenia po uwzględnieniu skali modelu, otrzymamy dla statku rzeczywistego:

$$\omega_{\phi_0} = 0.4724 \text{ s}^{-1}$$

3.2. Identyfikacja współczynników modelu matematycznego kołysań cieczy w zbiorniku.

Problem identyfikacji odnosi się w tym przypadku do współczynników równań opisujących zbiornik aktywizowany w stanie pasywnym. Do celów identyfikacji zbudowano model fizyczny zbiornika aktywizowanego. Zbiornik ten zaprojektowano dla kadłuba statku B - 424. Rysunek 3.3. przedstawia szkic modelu, zaś rysunek 3.4. próbę wychyłową kołysań swobodnych cieczy w zbiorniku oraz przebieg współczynnika tłumienia.

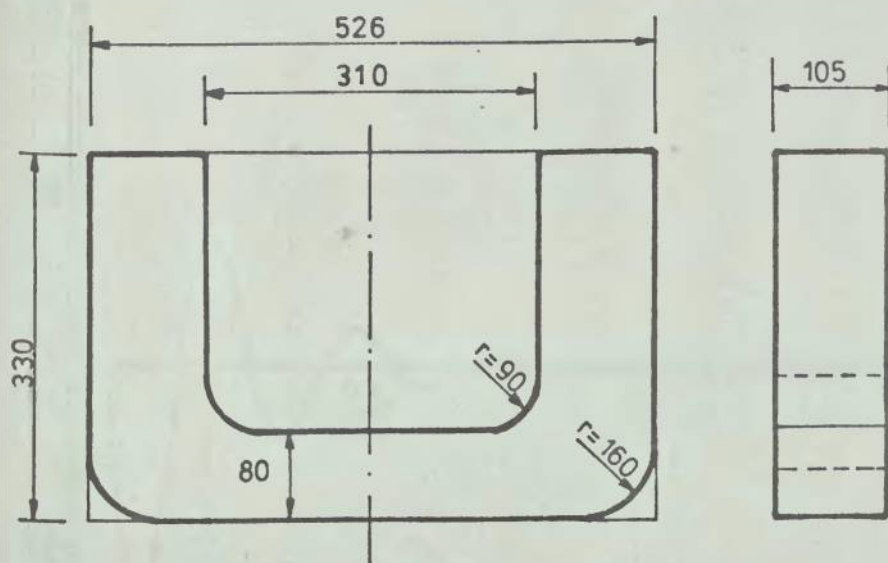
W trakcie tej próby otwarte zawory blokujące pozostają zamontowane co umożliwia uwzględnienie wpływu, jaki wnoszą na tłumienie ruchu cieczy w zbiorniku.

Jak wynika z rysunku 3.4. zbiornik aktywizowany w stanie pasywnym wykazuje własności dynamiczne liniowego członu oscylacyjnego.

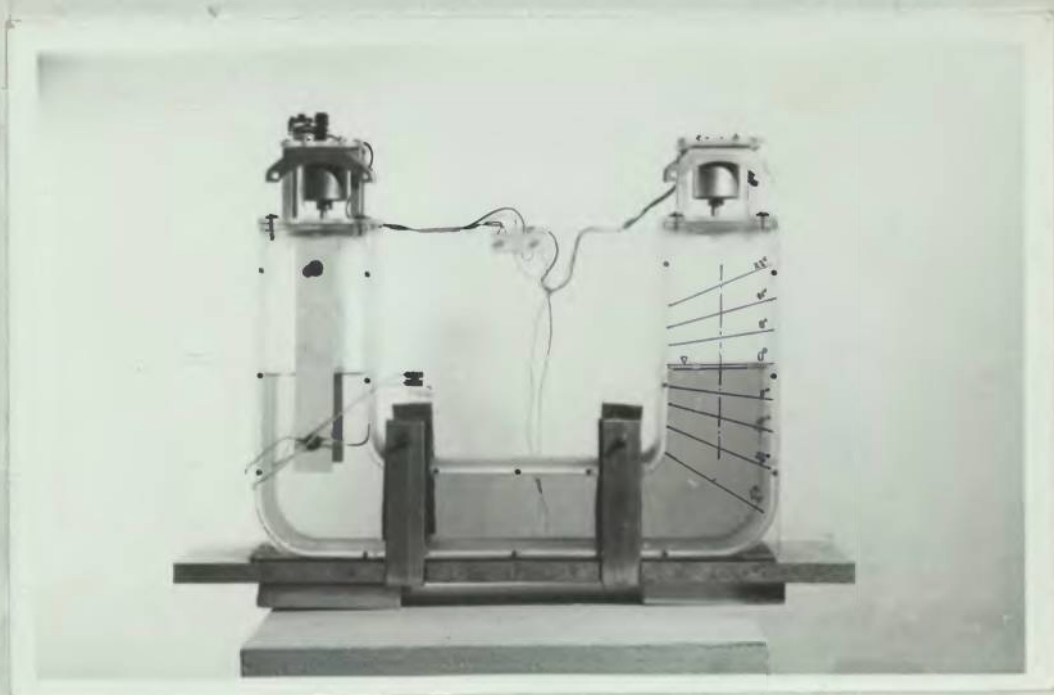
Z wykresów łatwo wyznacza się:

$$\beta_{vv_M} = 0.2$$

$$\omega_{v_{0M}} = 5.15 \text{ s}^{-1}$$

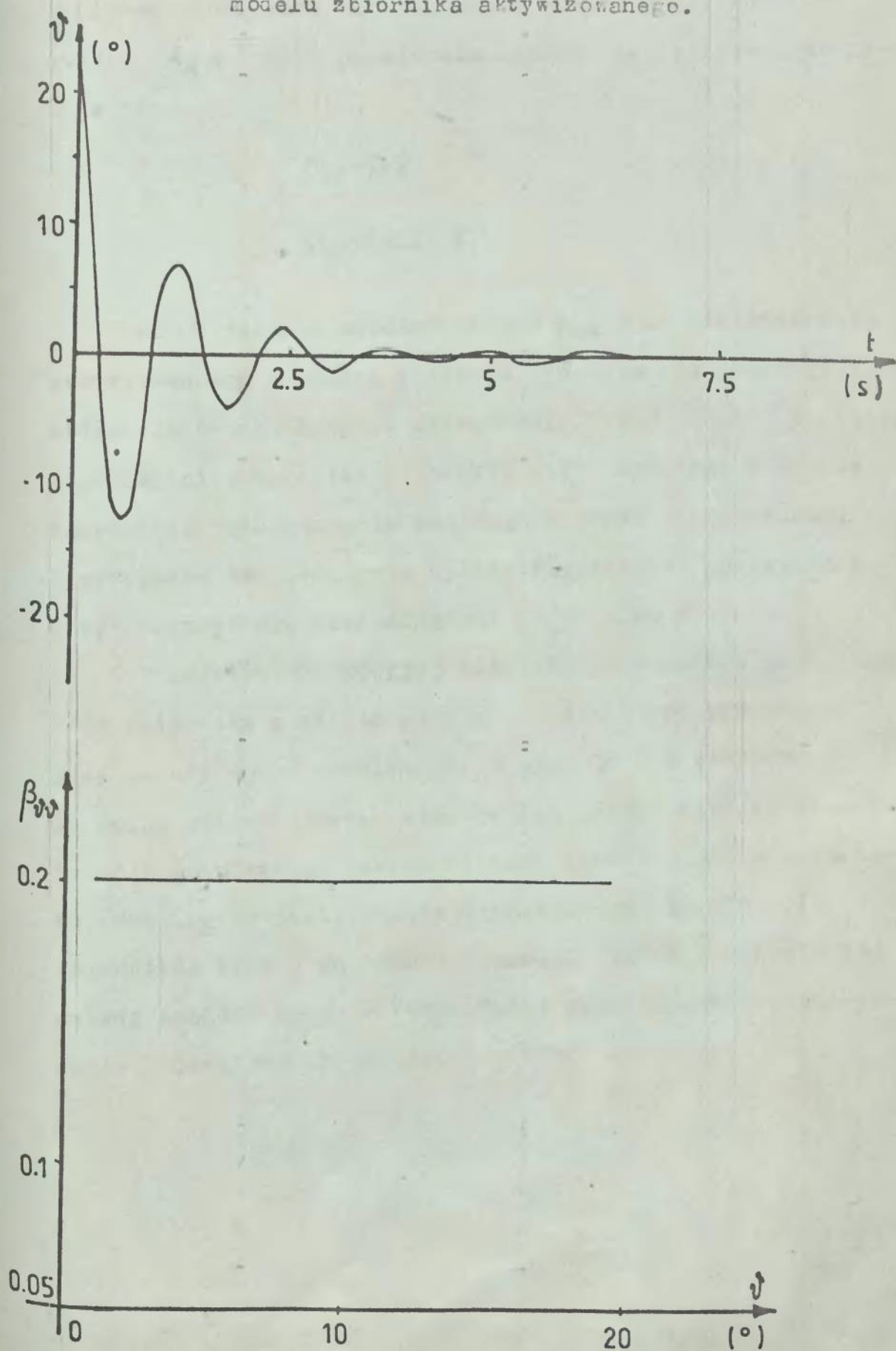


Rys. 3.3.a. Model zbiornika aktywowanego / skala 1:25/



Rys.3.3.b. Ogólny widok modelu zbiornika aktywowanego.

Rys. 3.4. Próba wychyłowa i wyniki uzyskane przy badaniu modelu zbiornika aktywizowanego.



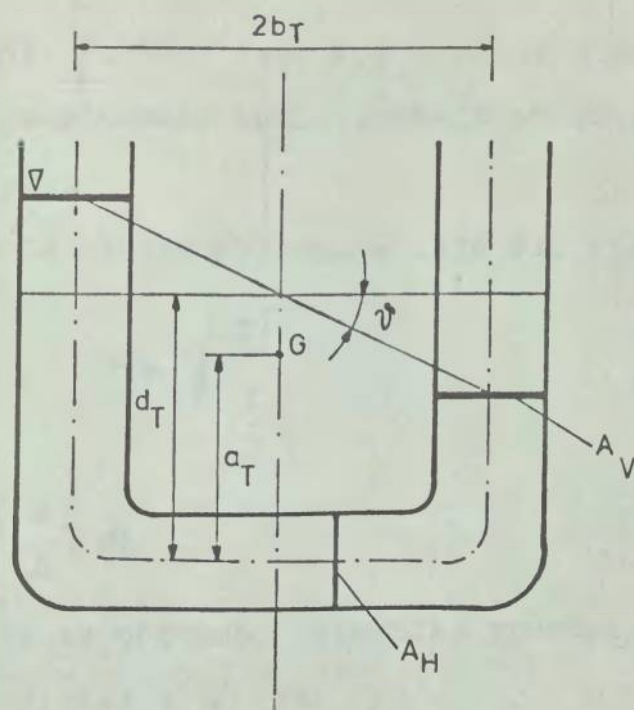
Ponieważ model zbiornika wykonany jest w skali modelu statku $\lambda_M = 1:25$, przeto dla statku rzeczywistego otrzymuje się:

$$\beta_{vv} = 0.2$$

$$\omega_{v_0} = 1.03 \text{ s}^{-1}$$

Po obliczeniu współczynników β_{vv} i ω_{v_0} dla zbiornika aktywizowanego w stanie pasywnym dynamika zbiornika jest zidentyfikowana. Zgodnie ze wzorami /2.31/, /2.32/ i /2.33/ współczynniki dynamiki zbiornika aktywizowanego w stanie zamrożenia jednoznacznie wynikają z wyżej wyznaczonych. W przypadku uwzględnienia wpływu ściśliwości powietrza należy posłużyć się zależnościami /2.47/ lub /2.50/.

Przedstawiona powyżej identyfikacja modelu matematycznego zbiornika w stanie pasywnym została przeprowadzona przy pomocy badań modelowych, a więc metodą dokładną. Do celów obliczeniowych stosuje się coraz częściej identyfikację bazującą na teorii zjawisk zachodzących w zbiorniku. Możliwe to jest, ponieważ zależności fizyczne dla zbiorników typu U są dobrze znane. Dokładne omówienie tej metody znaleźć można w [42]. Tutaj przytoczone zostaną jedynie podstawowe zależności.



Rys. 3.5. Oznaczenia przyjęte do opisu współczynników modelu matematycznego ruchu cieczy w zbiorniku.

Dla równania opisującego kołysania swobodne cieczy w zbiorniku w stanie pasywnym postaci:

$$\ddot{v} + 2\beta_{vv}\omega_{v0}\dot{v} + \omega_{v0}v = 0 \quad (3.4)$$

wystarczy wyznaczyć częstotliwość własną ω_{v0} i wartość współczynnika tłumienia β_{vv} .

Wartość β_{vv} obliczyć można dokładnie, jedynie z wyników modelowania fizycznego. Wielu autorów przychyliło się do wniosku, aby wartość β_{vv} przyjąć z założenia, a następnie sprawdzić działanie zbiornika przy pomocy symulacji komputerowej. Wydaje się, że współczynnik tłumienia kołysań własnych cieczy w zbiorniku wywiera podstawowy wpływ na pracę systemu

stabilizacji. Wartość tego współczynnika należy dobrać na podstawie modelowania komputerowego połączonego z optymalizacją wstępną.

Częstotliwość własna zbiornika daje się wyliczyć ze wzoru:

$$\omega_{v_0} = \sqrt{\frac{g}{l_T}} \quad (3.5)$$

gdzie:

$$l_T = \frac{1}{2} \int_{l_T} \frac{A_v}{A} dl$$

A - bieżący przekrój zbiornika prostopadły do linii środkowej l_T / rys. 3.5/.

Parametr l_T , zwany zredukowaną długością słupa cieczy w zbiorniku, można wyliczyć w sposób przybliżony według [1] ze wzoru:

$$l_T = d_T + \frac{A_v}{A_H} b_T \quad (3.6)$$

lub dokładnie, całkując po długości l_T .

3.3. Identyfikacja współczynników sprzężeń pomiędzy statkiem a zbiornikiem.

Model matematyczny kołysań bocznych systemu statek - zbiornik /2.35/ zawiera sprzężenia od przemieszczeń i przyspieszeń kątowych.

W równaniu statku są to: $I_{\phi\psi} \ddot{\psi}$, $B_{\phi\psi} \dot{\psi}$, a w równaniu zbiornika: $I_{\psi\phi} \ddot{\phi}$, $B_{\psi\phi} \dot{\phi}$.

Współczynniki przy pochodnych tego samego rzędu są sobie równe, przy czym zachodzą następujące zależności:

$$I_{\phi\phi} = I_{\psi\psi} = I_T \frac{s}{g} \rho_T g \quad (3.7)$$

a także:

$$B_{\phi\psi} = B_{\psi\phi} = -I_T \rho_T g \quad (3.8)$$

gdzie:

I_T - statyczny moment powierzchni swobodnej cieczy
względem płaszczyzny symetrii zbiornika,

ρ_T - masa właściwa cieczy w zbiorniku.

Moment bezwładności powierzchni I_T z pomijalnym błędem wyrazić można wzorem:

$$I_T = 2 b_T^2 A_V \quad (3.9)$$

W równaniu zbiornika o postaci podanej w /2.30/ występują dwa współczynniki sprzężeń:

- parametr Γ , który ujmuje wpływ swobodnej powierzchni zbiornika na stateczność statku; jest on równy:

$$\Gamma = \frac{I_T}{\nabla G M_0} \quad (3.10)$$

- parametr sprzężenia inercyjnego s , który liczyć należy według wzoru:

$$s = - \frac{\int r \sin(\vec{r}, \vec{dl}_T) dl}{2b_T} \quad (3.11)$$

Całka wyraża moment statyczny linii środkowej zbiornika l_T względem osi kołysań statku, czyli względem wzdłużnej osi

przechodzącej przez jego środek ciężkości.

Uproszczony wzór proponowany w [1] pozwala łatwo wyznaczyć wielkość parametru s jako:

$$s \approx -(a_T + d_T) \quad (3.12)$$

Jak wykazano w [55,49,50] parametr s zmienia się wyraźnie wraz z amplitudą kołysań statku, lecz z uwagi na mały wpływ tych zmian na pracę stabilizatora zbiornikowego dopuszczalne jest przyjęcie stałej wartości parametru s w modelu matematycznym.

Po przeprowadzeniu obliczeń zgodnie ze wzorem /3.10/ otrzymuje się dla zbiornika modelowego:

$$\Gamma = 0,139$$

Wartość parametru s zależy, jak wynika ze wzoru /3.12/, od zamontowania zbiornika. Dla prostoty przyjęto w badaniach:

$$s = 0 \text{ [m]}$$

3.4. Identyfikacja współczynników modelu matematycznego wymuszenia /falowania/.

Siły Froude'a - Kryłowa występują w modelu matematycznym kołysań układu statek - zbiornik po prawej stronie równania statku / np. równanie /2.30/ jako:

$$F_\phi = \chi_{\phi\phi} \cdot \omega_{\phi 0}^2 \cdot \mathcal{L}_E(t) \quad (3.13)$$

czyli, aby je zidentyfikować należy znać wartość współczynnika redukcyjnego momentu wymuszającego, ujmującego ilośćowo, jaka część energii falowania jest przejmowana przez kadłub statku i rozpraszana w procesie kołysań bocznych. Pomiar współczynnika $\alpha_{\phi\phi}$, który można zapisać jako ogólną funkcję postaci:

$$\alpha_{\phi\phi} = f(\omega_E, \beta, \hat{P}_S) \quad (3.14)$$

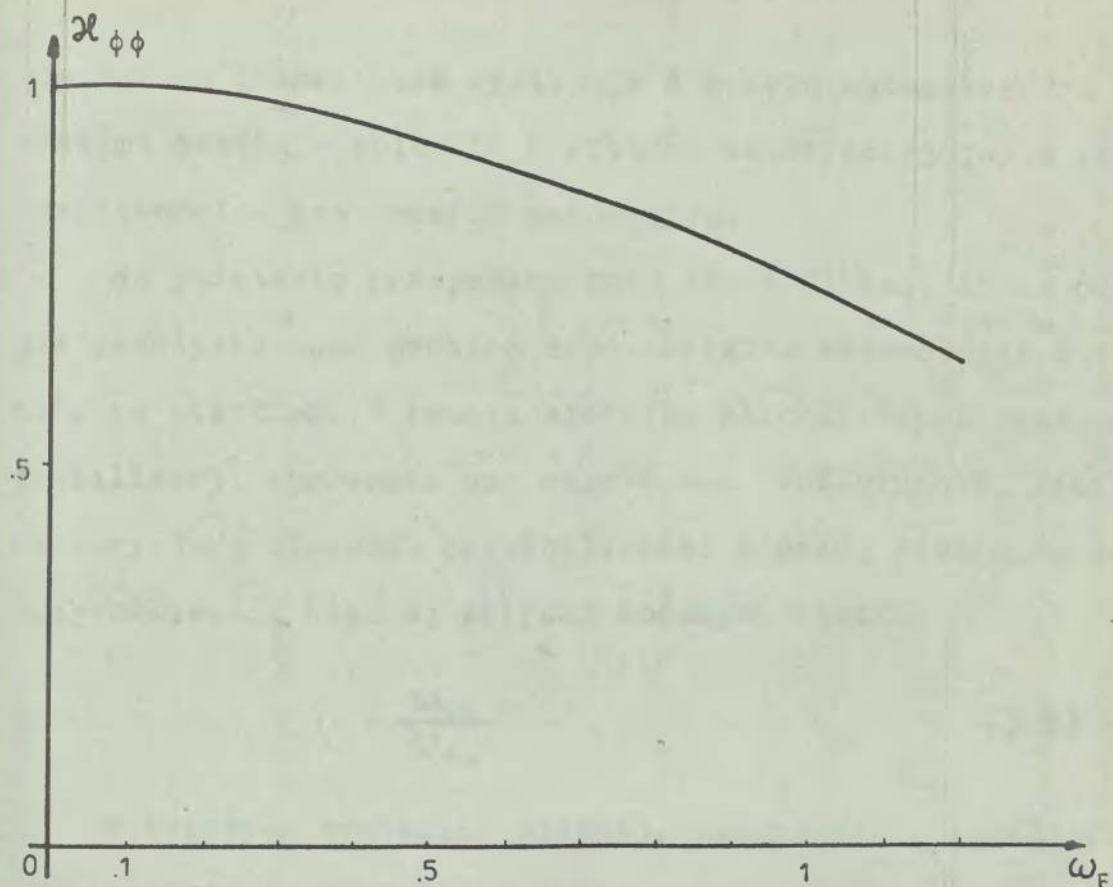
gdzie:

$\hat{P}_S$ - wektor parametrów konstrukcyjnych statku, przedstawia duże trudności [50]. W pracy [14] został on podany w postaci wykresu, zaś w [42] w postaci wzoru:

$$\alpha_{\phi\phi} = \exp(-0.0212 \cdot B \cdot \omega_E^2) \quad (3.15)$$

Przebieg współczynnika redukcyjnego $\alpha_{\phi\phi}$ wyliczonego zgodnie ze wzorem /3.15/ dla statku B-424 prezentuje rysunek 3.6.

Osobny problem stanowi identyfikacja współczynników modelu matematycznego wymuszenia losowego. Problem ten należy jednak zaliczyć do zagadnień techniki symulacji /omówienie tego problemu zawiera punkt 6.2/.



Rys. 3.6. Przebieg współczynnika redukcyjnego momentu wymuszającego $\alpha_{\phi\phi}$ danego wzorem /3.15/ dla statku B - 424.

3.5. Identyfikacja modelu matematycznego - uwagi końcowe.

W rozdziale tym przedstawiono sposób identyfikacji współczynników poszczególnych modeli cząstkowych składających się na kompletny model systemu stabilizacji kołysań, za wyjątkiem modelu ściśliwości objętości powietrznych oraz sterowania zaworami.

W modelu matematycznym ściśliwości gazów, wykorzystuje się jedynie podstawowe wymiary zbiornika, wobec tego specjalne techniki identyfikacyjne nie są konieczne.

Sterowanie zbiornikiem występuje w modelu matematycznym systemu statek - zbiornik w postaci identycznej jak w rzeczywistości - bez żadnych uproszczeń.

Na podstawie przeprowadzonej identyfikacji można obecnie przedyskutować problem współczynnika zestrojenia zbiornika ze statkiem. W teorii biernych zbiornikowych systemów stabilizacji wprowadza się często ten współczynnik, zdefiniowany jako stosunek częstotliwości własnej zbiornika do częstotliwości własnej kołysań bocznych statku:

$$\eta = \frac{\omega_{\psi_0}}{\omega_{\phi_0}} \quad (3.16)$$

W typowych systemach biernej stabilizacji, współczynnik zestrojenia waha się w granicach $\eta = 0.9$ do 1.2 . W przypadku zbiornika aktywowanego dążyć należy do jak największych wartości współczynnika zestrojenia, gdyż gwarantuje to możliwość pracy systemu w szerokim zakresie częstotliwości wymuszenia.

W zbiornikach typu U możliwość uzyskania dużych częstotliwości własnych jest ograniczona przez sztywne założenie przekroju części burtowych zbiornika A_V , co powoduje, iż zwiększanie przekroju dolnego kanału łączącego A_H ponad A_V nie wpływa na zmianę częstotliwości własnej zbiornika.

W. Webster [46] podaje jako możliwą do łatwego uzyskania częstotliwość własną zbiornika równą podwójnej częstotliwości własnej statku.

Dla przykładowego zbiornika współczynnik zestrojenia równy jest

$$\eta = 2.1 .$$

4. STEROWANIE BLOKADĄ PRZEPŁYNU CIECZY W ZBIORNIKU AKTYWIZOWANYM.

Problem sterowania aktywnymi stabilizatorami kołysań bocznych statku znalazł szerokie odbicie w światowej literaturze, poczynając od podręczników [14, 42, 43, 51,] a kończąc na specjalistycznych publikacjach [2, 4, 9, 13, 46]. Wszystkie one poświęcone są jednak wyłącznie problemom sterowania płetwami aktywnymi oraz aktywnymi zbiornikami stabilizującymi. Ogólne teorie prezentowane w [42, 43] nie dają się bezpośrednio zastosować w przypadku syntezy sterowania zbiornikiem aktywizowanym.

System stabilizacji kołysań bocznych statku z użyciem zbiornika aktywizowanego jest układem regulacji automatycznej, charakteryzującym się pewnymi nietypowymi cechami, z których ważniejsze to:

- zbiornik aktywizowany nie pracuje w klasycznym układzie stabilizatora aktywnego kołysań bocznych statku, bowiem nie pobiera energii z urządzeń zainstalowanych na statku / jeżeli nie liczyć znikomego poboru energii przez układy pomiarowe, regulator pracy zaworów oraz same zawory /,
- sterowanie zaworami blokującymi przepływ ma charakter sterowania dwupołożeniowego; nie wpływa ono jednak energetycznie na obiekt, a tylko zmienia jego charakterystyki dynamiczne; nie ma więc ono charakteru typowego sterowania zewnętrznego,

- układ stabilizacji kołysań bocznych z użyciem zbiornika aktywowanego pracuje w warunkach rzeczywistych pod działaniem zakłóceń losowych.

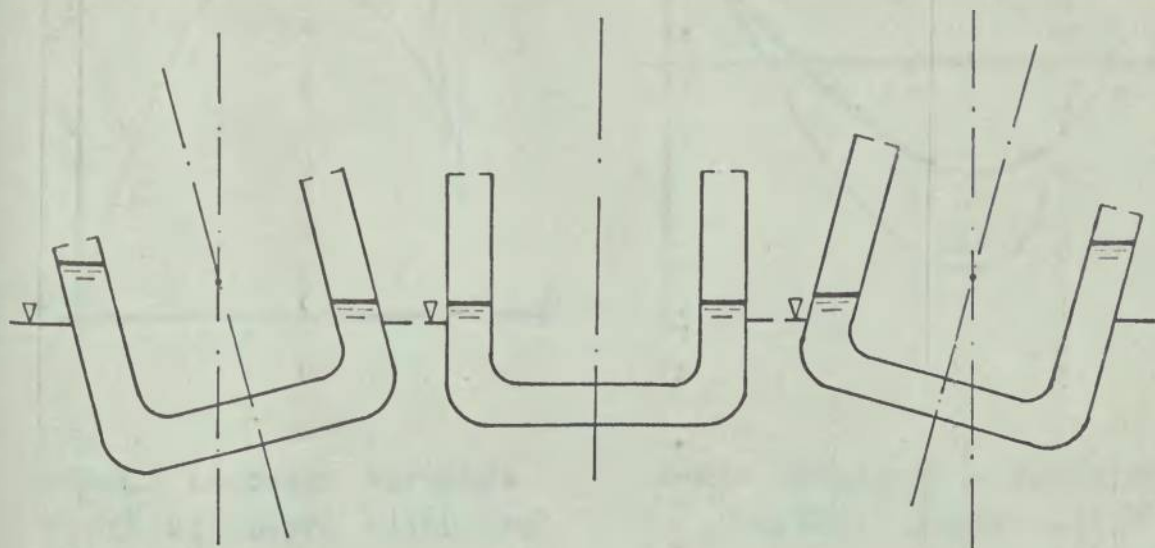
Ze względu na interesujący problem, w rozdziale poniższym podjęto próbę znalezienia algorytmu sterowania zbiornikiem aktywowanym oraz wyjaśnienia pewnych dodatkowych zjawisk, towarzyszących wprowadzeniu sterowania przepływem cieczy w zbiorniku.

Algorytm sterowania zbiornikiem aktywowanym można wyprorowadzić, przede wszystkim, w oparciu o analizę zjawisk zachodzących w rozpatrywanym systemie. Sterowanie to ma za zadanie, na podstawie informacji o aktualnym stanie systemu i wartości zakłóceń, wypracowanie chwil czasowych zamknięcia $/t_z/$ i otwarcia $/t_o/$ zaworów blokujących przepływ. Poprawnie działające sterowanie powinno zapewnić przeciwne działanie momentu zakłócającego / pochodzącego od falowania morskiego/ i momentu stabilizującego /pochodzącego od zbiornika/, o ile to możliwe, dla dowolnej chwili czasowej.

4.1. Problem algorytmu sterowania zaworami blokującymi.

Ciecz robocza w zbiorniku w trakcie kołysania podlega działaniu sił grawitacyjnych. W przypadku otwartych zaworów blokujących wykonuje ona ruch dążąc do ustalenia się na poziomie ziemskim, niezależnie od aktualnego położenia kadłuba statku. Poziom równowagi odpowiada kierunkowi osi Oy nieruchomego / ziemskiego/ układu współrzędnych.

Kilka przykładowych położeń kadłuba względem powierzchni morza oraz odpowiadające im położenia równowagi cieczy w zbiorniku przedstawia rysunek 4.1.

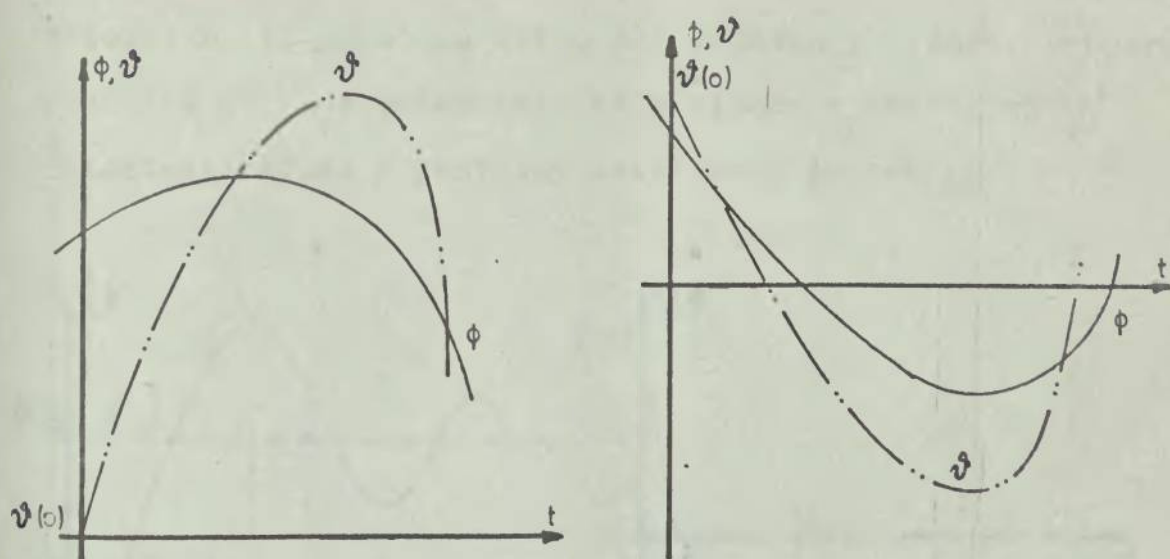


Rys. 4.1. Różne położenia kadłuba statku względem powierzchni morza i odpowiadające im położenia równowagi cieczy w zbiorniku.

Jeżeli rozpatrywać ruch cieczy w zbiorniku od dowolnych ustalonych warunków początkowych do stanu równowagi, wynikającego z aktualnego położenia kadłuba statku względem powierzchni wody, to zgodnie z dynamiką zjawisk, ruch ten będzie się charakteryzował periodycznym dojściem do stanu równowagi.

W rzeczywistości kadłub statku wykonuje ciągły ruch, tak więc zmienia się również stan równowagi, do której dąży ciecz w zbiorniku.

Opisany wyżej proces można zilustrować, jak na rysunku 4.2.



a-dla zerowych warunków
początkowych zbiornika

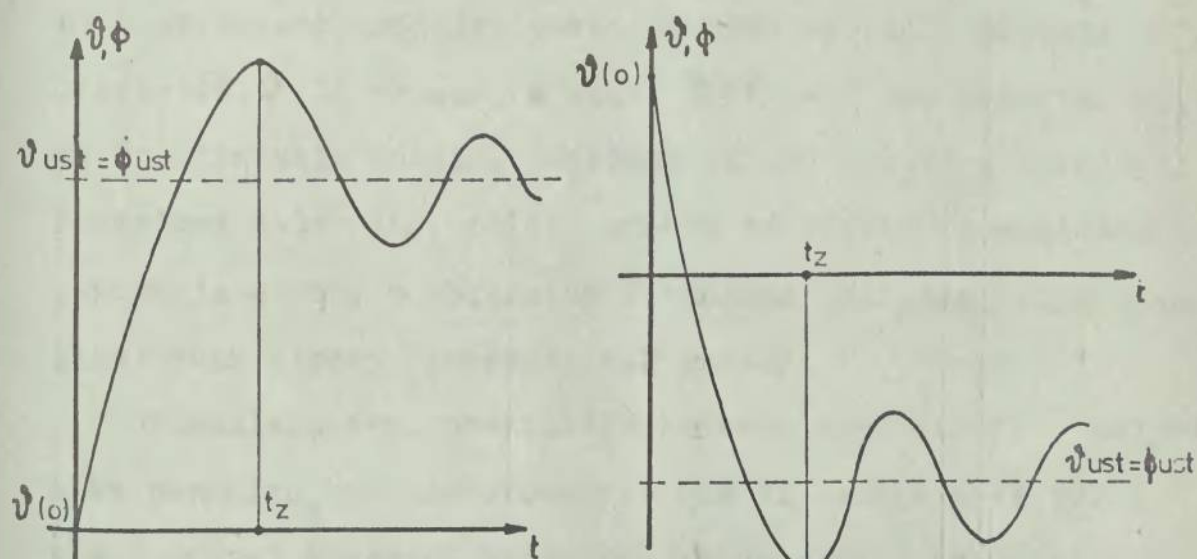
b-dla niezerowych warunków
początkowych zbiornika

Rys. 4.2. Przebiegi przejściowe kołysań
cieczy w zbiorniku.

Dla wyciągnięcia konkretnych wniosków dotyczących sterowania zaworami, rozpatrzmy przypadek wyidealizowany, polegający na założeniu, że kadłub statku wychylony został o pewien kąt i pozostaje w tym stanie przez pewien czas. Przebiegi przejściowe kołysań cieczy w zbiorniku można wtedy zilustrować rysunkiem 4.3.

W trakcie ruchu cieczy w zbiorniku z otwartymi zaworami blokującymi, dochodzi do powstania różnicy poziomów cieczy pomiędzy burtowymi częściami zbiornika / różnica ta jest dla każdej chwili czasowej inna/. Jeżeli w pewnej chwili czasowej nastąpi zamknięcie zaworów, a więc zamrożenie

zbiornika, to panująca aktualnie różnica poziomów, proporcjonalna do kąta przemieszczenia cieczy w zbiorniku $\hat{v}$, pozostanie stała / pomijamy ściśliwość powietrza/.



a- dla zerowych warunków początkowych zbiornika

b - dla niezerowych warunków początkowych zbiornika

Rys. 4.3. Przebiegi przejściowe kołysań cieczy w zbiorniku dla statycznego przechyłu kadłuba.

Zbiornik wytworzy więc moment asymetrii / patrz wzór /2.34// działający na kadłub kołyszącego się statku. Moment ten może być skierowany zgodnie lub przeciwnie do momentu wywołującego kołysanie. Oczywiście zgodne skierowanie obu momentów spowoduje zwiększenie, a przeciwnie zmniejszenie amplitudy kołysań bocznych statku.

Nie przesądzając aktualnie problemu przesunięcia fazowego pomiędzy momentami zbiornika i falowania, można stwierdzić, że w celu uzyskania maksymalnego momentu asymetrii należy zablokować ruch cieczy przy największej, możliwej w danych warunkach, różnicy poziomów. Tej sytuacji odpowiada przypadek $\dot{V}/t \rightarrow \max$, a więc $\ddot{V}/t = 0$. Maksymalna, możliwa do uzyskania różnica poziomów cieczy pomiędzy burtowymi częściami zbiornika, zależy przede wszystkim od wzajemnego położenia cieczy w zbiorniku i kadłuba względem rozpoczynającej ruch cieczy /rysunki 4.2 i 4.3/.

Niezależnie od powyższego warunku ruch cieczy w zbiorniku powinien być zablokowany w chwili osiągnięcia przez nią w jednej z części burtowych maksymalnego położenia, ze względów konstrukcyjnych /rys. 2.17, wzór /2.53/. Dalsze zwiększanie kąta przemieszczenia cieczy w zbiorniku nie spowoduje widocznego zwiększenia momentu asymetrii, powodując jedynie skutki ujemne.

Tak więc warunek zamknięcia zaworów blokujących, rozumiany jako alternatywa dwóch powyższych warunków zapisać można w postaci:

$$t_z = \min \{ t : [(\dot{V}(t) = 0) \vee (|\dot{V}(t)| = \dot{V}_N(\hat{P}))] \} \quad (4.1)$$

gdzie:

t_z - moment czasowy zamknięcia zaworów blokujących przepływ,

$\dot{V}_N(\hat{P})$ - kąt nasycenia zbiornika zdefiniowany wzorem /2.53/

Jak wynika z rysunku 2.8. poprawnie działające sterowanie zbiornikiem aktywizowanym powinno zapewnić przeciwne działanie momentów zakłócenia $M/t/$ i asymetrii $M_A/t/$ dla dowolnej chwili czasowej t .

Dla spełnienia tego warunku urządzenie pomiarowo - sterujące powinno wypracować odpowiedni moment czasowy otwarcia zaworów blokujących. Znalezienie poprawnego, realizowalnego fizycznie, algorytmu sterowania otwarciem zaworów jest równoznaczne ze znalezieniem sterowania zbiornikiem.

Łatwo zauważyć, że w stanie pasywnym system stabilizacji kołysań statek - zbiornik aktywizowany pracuje jako otwarty układ regulacji automatycznej. Istotnie, warunki zamknięcia zaworów blokujących przepływ, wypracowywane są niezależnie od sygnałów zawierających informacje o kołysaniach statku, a zapewniają wyłącznie osiągnięcie maksymalnego, możliwego w danych warunkach, momentu asymetrii $M_A/t/$.

Sterowanie zbiornikiem aktywizowanym^{x/} powinno uwzględnić szereg warunków, związanych ze specyfiką proponowanego układu.

Uwzględnić należy przede wszystkim:

- możliwość przepływu cieczy z jednej części burtowej zbiornika do drugiej, co wiąże się z aktualnym wzajemnym położeniem kołyszącego się kadłuba i zamrożonej cieczy w zbiorniku,
- potrzebę otwarcia przepływu pomiędzy burtowymi częściami zbiornika, a więc efekt zmiany momentu asymetrii zbiornika spowodowany tym przepływem.

x/ Pod pojęciem: sterowanie zbiornikiem aktywizowanym rozumiemy odtąd jedynie algorytm otwierania zaworów blokujących.

4.2. Warunki określające możliwość otwarcia przepływu cieczy pomiędzy burtowymi częściami zbiornika.

Pod pojęciem warunków określających możliwość otwarcia przepływu cieczy rozumiemy zależności opisujące takie wzajemne położenie kadłuba statku i zamrożonej cieczy w zbiorniku, przy którym, po otwarciu zaworów, ciecz robocza przepłynie na przeciwną burtę. Warunki te nie określają jednak sytuacji, w której przepływ cieczy na przeciwną burtę spowoduje wytworzenie momentu asymetrii M_A/t przeciwnego do momentu pochodzącego od falowania.

Rozpatrzmy kilka wzajemnych położzeń kadłuba statku i zamrożonej cieczy w zbiorniku /rys. 4.4/.

W istocie sytuacje przedstawione na rysunku 4.4. wy-czerpują wszelkie wzajemne położenia zamrożonej cieczy i kadłuba poza położeniem określonym przez $\phi = 0$ i $\psi = 0$.

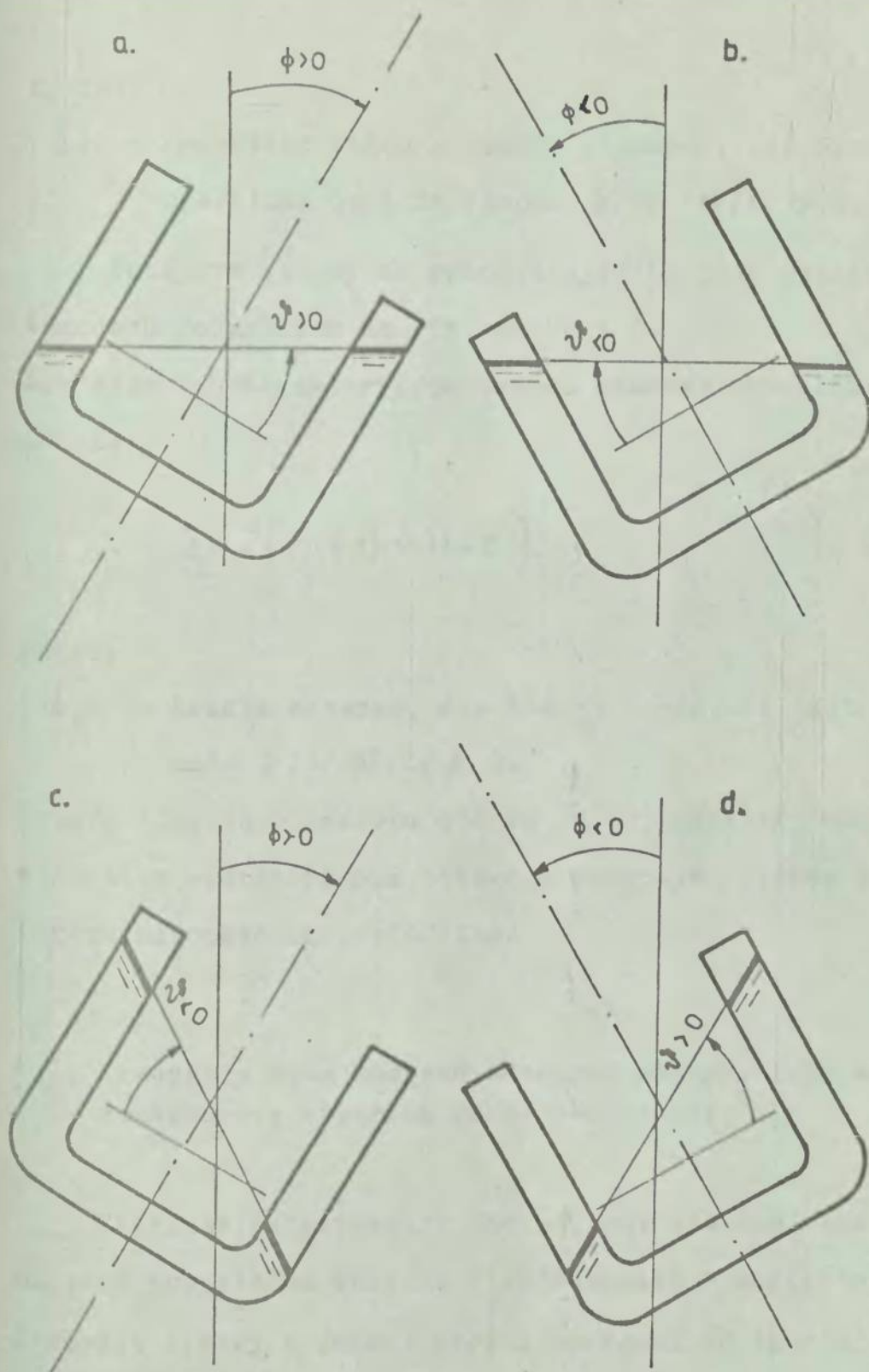
Stwierdzenie to jest prawdziwe, bowiem nieistotne są wartości ϕ i ψ , a jedynie ich znaki.

Z rysunku 4.4. wynika, że w sytuacjach pokazanych na rysunku 4.4a i b otwarcie zaworów blokujących przepływ nie spowoduje pożądanego ruchu cieczy. Siły grawitacyjne w tych sytuacjach działają niekorzystnie.

Statek jest przechylony na burtę obciążoną różnicowym słupem wody.

Wzajemnie niekorzystne położenie kadłuba i zamrożonej cieczy w zbiorniku określić można następującą zależnością:

$$\delta t = \{t : (\phi(t) \cdot \psi(t) > 0)\} \quad (4.2)$$



Rys. 4.4. Możliwości przepływu cieczy na przeciwną burtę, przy różnych wzajemnych położeniach kadłuba i zamrożonej cieczy w zbiorniku.

gdzie:

δt - przedział czasu / bramka czasowa/, dla którego spełniona jest zależność $\phi/t/ \cdot \psi/t/ > 0$.

Przepływ cieczy na przeciwną burtę jest możliwy w sytuacjach pokazanych na rys. 4.4.c i d.

Sytuacje te charakteryzuje bramka czasowa określona zależnością:

$$\delta_E t = \{ t : (\phi(t) \cdot \psi(t) < 0) \} \quad (4.3)$$

gdzie:

$\delta_E t$ - bramka czasowa, dla której spełniona jest zależność $\phi/t/ \cdot \psi/t/ < 0$.

Bramkę czasową określoną wzorem /4.3/, nazwiemy koniecznym warunkiem energetycznym otwarcia przepływu cieczy pomiędzy burtowymi częściami zbiornika.

4.3. Predykcja kąta kołysań bocznych statku, jako warunek dostateczny otwarcia przepływu cieczy.

Zbiornik aktywizowany blokującymi zaworami powietrznymi jest przykładem obiektu z opóźnieniem transportowym.

Przerzut cieczy z jednej części burtowej do drugiej nie jest procesem bezczasowym.

Odbywa się w skończonym czasie, równym / z dostateczną dokładnością/ połowie okresu kołysań swobodnych cieczy

w zbiorniku:

$$\tau \approx \frac{1}{2} T_{\nu_0} = \frac{\pi}{\omega_{\nu_0}} \quad (4.4)$$

gdzie:

τ - czas przemieszczenia /przerzutu/ cieczy z jednej części burtowej do drugiej / na przeciwną burtę/.

Zauważmy, że stabilizujące działanie zbiornika wynika z faktu, iż kołyszący się statek wykonuje pracę na pokonanie momentu asymetrii zbiornika. Moment asymetrii zbiornika, występujący w przypadku przechylenia się kadłuba na burtę obciążoną różnicowym słupem cieczy, zwiększa kołysania statku. Działa bowiem przeciwnie do naturalnych momentów stabilizujących, pochodzących od bezwładności, tłumienia i momentu prostującego kadłuba. Sytuacje te przedstawiają rys.4.4.a i b.

Otwarcie przepływu, po stwierdzeniu niekorzystnego działania momentu asymetrii jest działaniem spóźnionym. Po otwarciu przepływu zbiornik wytworzyłby korzystny moment asymetrii dopiero po upływie czasu τ . Zauważmy jednocześnie, że w takim przypadku nie jest spełniony konieczny warunek energetyczny $\delta_E/t/$, a więc przepływ cieczy na przeciwną burtę jest niemożliwy.

Rozwiązaniem, możliwym do przyjęcia jest predykcja kąta kołysań bocznych statku.

Założmy, że znana jest w chwili t wartość kąta kołysań bocznych statku z predykcją $\Delta\tau$, a więc wielkość $\phi(t+\Delta\tau)$.

Warunek otwarcia przepływu cieczy wyrazić można wtedy zależnością:

$$t_0 = \min \{ t : (\phi(t+\Delta\tau) \cdot v(t) > 0) \} \quad (4.5)$$

określającą, że dla chwili czasowej $t + \Delta\tau$ działanie zbiornika będzie niekorzystne. Dla $\Delta\tau > 0$ spełniony jest jednocześnie warunek /4.3/. W celu zapewnienia niezbędnego czasu dla przerzutu cieczy na przeciwną burtę, należy 'predykować' zachowanie się statku z czasem:

$$\Delta\tau = \tau$$

przy czym τ określone jest wzorem /4.4/

Ostatecznie więc sterowanie zbiornikiem zapisać można w postaci:

$$t_0 = \min \{ t : (\phi(t+\tau) \cdot v(t) > 0) \} \quad (4.6)$$

Zależność /4.6/ jednoznacznie opisuje sterowanie zbiornikiem aktywowanym. Wytwarzany przy pomocy sterowania /4.6/ moment asymetrii zbiornika jest momentem stabilizującym M_{STAB} .

Pozostaje obecnie do omówienia problem predykcji kąta kołysań bocznych statku.

4.4. Hipoteza dotycząca możliwości predykcji kąta kołysań bocznych statku.

Predykcja kąta kołysań bocznych statku jest problemem złożonym przede wszystkim dlatego, że moment od falcowania jest wielkością technicznie niemierzalną.

Złożona teoria predykcji kąta kołysań bocznych statku przedstawiona jest, wraz z wynikami przykładowymi, w [5].

Przedstawiona poniżej zasada predykcji opiera się na prostych założeniach. Zostanie ona wyprowadzona dla zlinearyzowanego równania kołysań bocznych statku przy zakłóceniu regularnym / sinusoidalnym/.

Sprawdzenie hipotezy o predykcji kąta kołysań bocznych statku zostanie przeprowadzone na drodze symulacji komputerowej, przy zakłóceniach regularnych i nieregularnych.

W praktyce urządzenia stabilizujące uruchamiane są podczas niesprzyjających warunków pływania. Tak dzieje się również w przypadku zbiornika aktywizowanego. Moment wymuszający $M_L/t/$ przyjmuje wtedy duże wartości, znacznie przewyższające wartości momentu stabilizującego M_{STAB} , które są ograniczone.

Jeżeli pominąć w równaniu /2.33/ drugi składnik prawej strony, proporcjonalny do momentu stabilizującego i linearyzując tłumienie statku, otrzymujemy równanie różniczkowe opisujące kołysania statku. Przy sinusoidalnym przebiegu wymuszenia ma ono następującą postać:

$$\ddot{\phi} + 2\beta_{\phi\phi}^* \omega_{\phi_0} \dot{\phi} + \omega_{\phi_0}^2 \phi = \omega_{\phi_0}^2 \mathcal{A}_{\phi\phi}(\omega_E) \alpha_A \sin \omega_E t \quad (4.7)$$

gdzie:

$\mathcal{A}_{\phi\phi}(\omega_E) \alpha_A$ - amplituda efektywnego kąta skłonu fali regularnej.

Rozwiązaniem tego równania jest wyrażenie określające przebieg kąta $\phi /t/$, o następującej postaci:

$$\phi(t) = \frac{\alpha_A \mathcal{H}_{\phi\phi}(\omega_E) \omega^2}{\sqrt{4\beta_{\phi\phi}^* \omega_{\phi_0}^2 \omega_E^2 + (\omega_{\phi_0}^2 - \omega_E^2)^2}} \sin(\omega_E t - \arctg \frac{2\beta_{\phi\phi}^* \omega_{\phi_0} \omega_E}{\omega_{\phi_0}^2 - \omega_E^2}) \quad (4.8)$$

W celu uzyskania wartości $\phi/t + \tau$ kąta predykowanego, posłużymy się rozwinięciem w szereg Taylora. Zgodnie z tym mamy:

$$\phi(t+\tau) = \sum_{i=0}^n \ddot{\phi}(t) \frac{\tau^i}{i!} \quad (4.9)$$

Predykcja kąta $\phi/t + \tau$ będzie tym lepsza, im szereg /4.9/ zawierać będzie więcej wyrazów. Z praktyki wynika, że możliwy jest pomiar kąta, prędkości kątowej i przyspieszenia kątowego. Tak więc, predykcję kąta ϕ/t musimy przedstawić w następującym przybliżeniu:

$$\phi(t+\tau) \approx \phi(t) + \frac{\tau}{1!} \dot{\phi}(t) + \frac{\tau^2}{2!} \ddot{\phi}(t) \quad (4.10)$$

ograniczając szereg do 3 pierwszych wyrazów.

Oznacza to użycie do predykcji kąta ϕ/t pionu żyroskopowego o schemacie blokowym przedstawionym na rysunku 4.5.

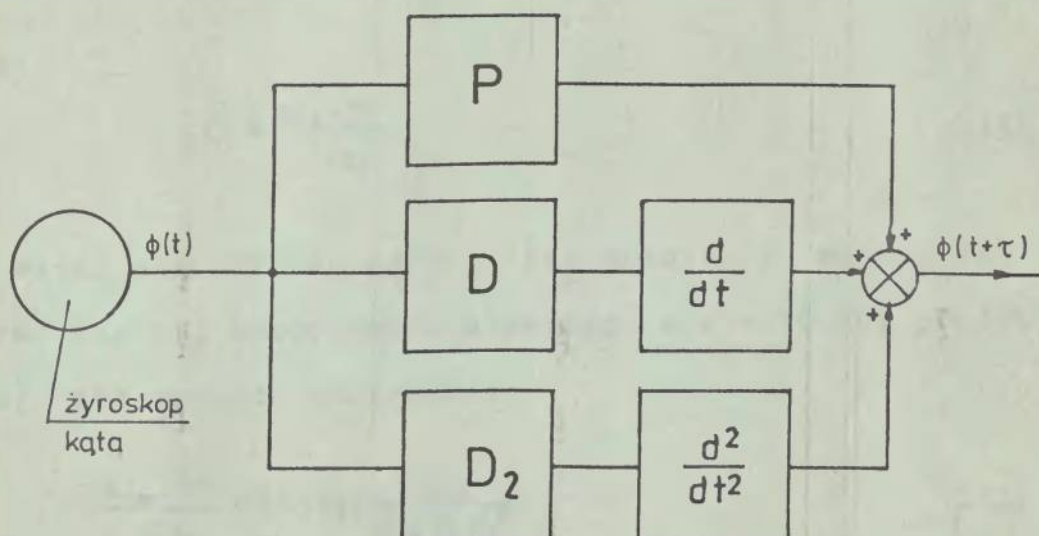
Należy dowieść, że dla tak założonej struktury urządzenia predykującego, możliwe jest uzyskanie czasu predykcji określonego wzorem / 4.4 / , a co za tym idzie zastosowanie takiej struktury do sterowania zbiornikiem aktywizowanym.

Wprowadzając oznaczenia zgodne z rysunkiem 4.5, a także wykorzystując postać rozwiązania równania kołysań bocznych statku /4.8/, kąt $\phi/t + \tau$ zapisać można w postaci:

$$\left\{ \begin{aligned} \phi(t+\tau) &= P \sin(\omega_E t - \delta) + D \omega_E \cos(\omega_E t - \delta) + D_2 \omega_E^2 \sin(\omega_E t - \delta) \\ \delta &= \arctg \left(\frac{2\beta_{\phi\phi}^* \omega_{\phi 0} \omega_E}{\omega_{\phi 0}^2 - \omega_E^2} \right) \end{aligned} \right. \quad (4.11)$$

gdzie:

P, D, D_2 - statyczne współczynniki wzmocnienia odpowiednio w torach kąta, prędkości kątowej i przyspieszenia kątowego kołysań bocznych statku.



Rys. 4.5. Schemat blokowy proponowanego urządzenia predykującego kąt $\phi / t /$.

Po złożeniu harmonik otrzymamy:

$$\left\{ \begin{aligned} \phi(t+\tau) &= \sqrt{(P + D_2 \omega_E^2) + (D \omega_E)^2} \sin(\omega_E t - \delta + \sigma) \\ \delta &= \arctg\left(\frac{2\beta_{\phi\phi}^* \omega_{\phi_0} \omega_E}{\omega_{\phi_0}^2 - \omega_E^2}\right) \\ \sigma &= \arctg \frac{D \cdot \omega_E}{P + D_2 \omega_E^2} \end{aligned} \right. \quad (4.12)$$

Przeliczając czas predykcji τ na odpowiadający mu kąt predykcji σ otrzymamy:

$$\sigma = \omega \cdot \tau \quad (4.13a)$$

oraz:

$$\sigma = \frac{\omega_E \cdot \pi}{\omega_{\phi_0}} \quad (4.13b)$$

Tak więc, aby uzyskać żądany czas predykcji, należy tak dobrać nastawy wzmocnień statycznych w strukturze predykującej, aby spełnić zależność:

$$\frac{\omega_E \cdot \pi}{\omega_{\phi_0}} = \arctg\left(\frac{D \omega_E}{P + D_2 \omega_E^2}\right) \quad (4.14)$$

Rozpatrzmy wyrażenie /4.14/ dla przypadku rezonansowej fali bocznej, której częstotliwość $\omega_E = \omega_{\phi_0}$. Częstotliwość własna zbiornika aktywizowanego dobrana być powinna jako, w przybliżeniu, podwojona częstotliwość kołysań własnych statku [46].

Tak więc, dla rezonansowej fali bocznej, otrzymamy na podstawie zależności /4.14/ następujący związek:

$$\frac{\pi}{2} = \operatorname{arctg} \frac{D \omega_{\phi_0}}{P + D_2 \omega_{\phi_0}^2} \quad (4.14a)$$

W tym przypadku wartość wyrażenia $P + D_2 \omega_{\phi_0}^2$ powinna być zerowa, przy niezerowej wartości D .

Na podstawie analizy wyrażeń /4.14/ i /4.14a/ można sformułować następujące wnioski:

- uzyskanie wymaganego czasu predykcji τ , określonego wzorem /4.6/, jest możliwe dla częstotliwości występujących w procesie kołysań bocznych statku / dla rezonansu wynika to wprost ze wzoru /4.14a/, dla pozostałych częstotliwości zostanie sprawdzone podczas badań symulacyjnych/,
- współczynnik wzmocnienia statycznego w torze prędkości kątowej powinien być różny od zera,
- możliwych jest nieskończenie wiele "zestawów" nastaw w poszczególnych torach struktury predykcyjnej, rozumianych jako trójki uporządkowane, o postaci:

$$(P, D, D_2) ,$$

a zapewniających uzyskanie jednakowego czasu predykcji,

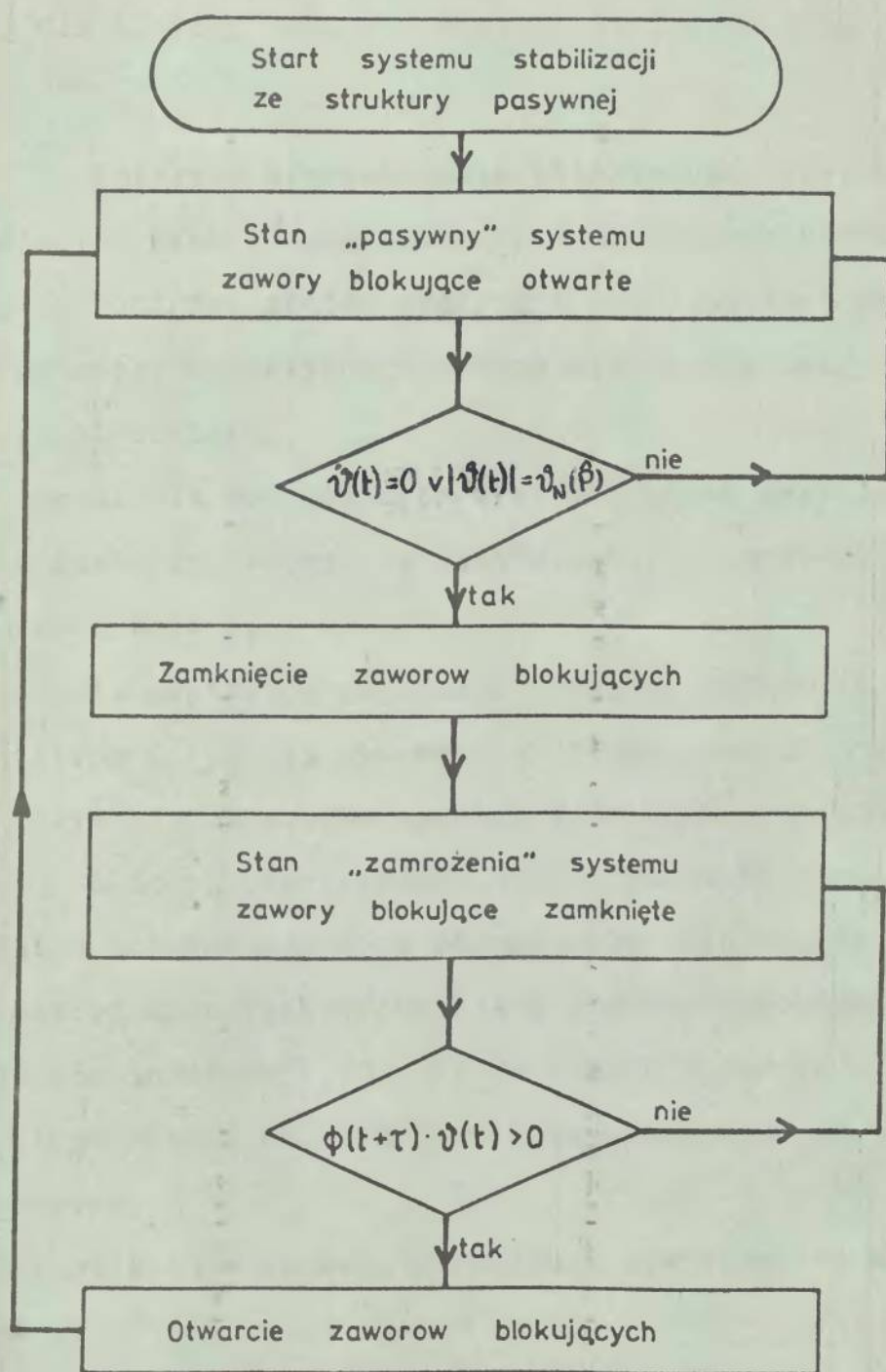
- zbiór nastaw $\{P, D, D_2\}$ jest zbiorem ograniczonym,
- w przypadku założenia dodatniego współczynnika wzmocnienia D_2 możliwe są ujemne wartości współczynnika P i odwrotnie / dla częstotliwości rezonansowej wynika to wprost ze wzoru /4.14a/.

Przedstawiona powyżej hipoteza, dotycząca predykcji kąta kołysań bocznych statku, została opracowana po dokonaniu szeregu założeń upraszczających. Należy podchodzić do niej krytycznie, w tym sensie, że nie zapewnia ona ostatecznego rozwiązania problemu. Stanowi jedynie punkt wyjścia do dalszych badań symulacyjnych.

W trakcie tych badań należy, posługując się procedurami optymalizacyjnymi, dobrać wartości wzmocnień P , D i D_2 dla konkretnych warunków określających zakłócenie /falowanie/ i rozwiązanie konstrukcyjne konkretnego zbiornika.

Optymalizację należy przeprowadzać względem wybranego kryterium jakości, czemu poświęcony jest kolejny rozdział.

Działanie zbiornika aktywizowanego można więc przedstawić w postaci schematu blokowego pokazanego na rysunku 4.6.



Rys. 4.6. Diagram działania systemu stabilizacji kołysan bocznych statku z użyciem zbiornika aktywizowanego.

5. KRYTERIA OKREŚLAJĄCE EFEKTYWNOŚĆ STABILIZACJI KOŁYSAN BOCZNYCH STATKU. PROBLEM STABILNOŚCI URZĄDU STABILIZACJI KOŁYSAN BOCZNYCH STATKU ZE ZBIORNIKIEM ANTYWIZOWANYM.

Potrzeba sformułowania obiektywnych kryteriów określających efektywność urządzenia użytego do stabilizacji kołysan bocznych statku wypływa z następujących przesłanek:

- potrzeby obiektywnego porównania między sobą kilku możliwych rozwiązań,
- określenia uogólnionych zysków i strat wynikających z faktu instalacji na statku urządzenia tłumiącego kołysania boczne,
- użycia kryteriów jakości w procesie optymalizacji parametrów i funkcji sterowania urządzeniem stabilizującym kołysania na etapie symulacji i badań projektowych.

Z oceną efektywności stabilizacji kołysan bocznych statku przedstawionej w różnorodnej literaturze /głównie w materiałach firmowych/ wiąże się dużo nieporozumień i niepełnych informacji. Wynika to z następujących przyczyn:

- niepodawanie rodzaju kryterium oceny kołysan bocznych statku,
- niepodawanie sposobu określenia efektywności stabilizacji,
- brak określenia warunków pływania, dla których podawane są wyniki.

Kołysania boczne statku na fali rzeczywistej są ogólnie niestacjonarnym procesem stochastycznym i zależą od

aktualnych warunków pływania. Za warunki pływania uważa się stan morza / opisywany parametrami falowania - punkt 2.4/, prędkość statku, kąt kursowy względem kierunku rozchodzenia się fal, stan załadowania statku.

Ogólnie przyjmuje się następujący podział kryteriów efektywności działania urządzeń stabilizacji kołysań:

1. kryteria efektywności działania na fali regularnej,
2. kryteria efektywności działania na fali nieregularnej
 - 2a - kryteria krótkoterminowe /prognoza krótkoterminowa/,
 - 2b - kryteria długoterminowe /prognoza długoterminowa/.

5.1. Efektywność urządzeń stabilizujących na fali regularnej.

Pojęcie fali regularnej jest pojęciem teoretycznym. Fala taka w rzeczywistości nie występuje, a stanowić może jedynie pewną aproksymację tzw. fali martwej. Wprowadzenie do teorii urządzeń stabilizacji kołysań wymuszeń sinusoidalnych wiąże się z tradycją wynikającą z teorii sterowania automatycznego. Istotnie, urządzenia zmniejszające kołysania statku w większości są przykładami typowych układów regulacji automatycznej. Dla układów takich / o ile można je opisać liniowymi równaniami różniczkowymi/ istnieje możliwość wyznaczenia amplitudowej charakterystyki

częstotliwościowej:

$$|K(i\omega_{\epsilon})| = f(\omega_{\epsilon}) \quad (5.1)$$

gdzie:

$|K(i\omega_{\epsilon})|$ - moduł charakterystyki częstotliwościowej układu statek - stabilizator.

Charakterystyka /5.1/ pozwala wyciągać wnioski, odnośnie zachowania się układu w funkcji częstotliwości wymuszenia. Wnioski te, choć wyprowadzone na podstawie idealizowanej postaci wymuszenia, dają się na ogół, z pewnymi ograniczeniami, zastosować w ocenie zachowania się urządzenia stabilizacji w przypadku wymuszeń rzeczywistych.

Amplitudowe charakterystyki częstotliwościowe są najczęściej stosowanymi kryteriami używanymi do oceny urządzeń stabilizujących.

Posługując się nieliniowymi równaniami ruchu statku, nie można wprost wyliczyć charakterystyk częstotliwościowych.

Dodatkową komplikację stanowi obecność sterowania, mamy wtedy bowiem do czynienia z dwoma typami charakterystyk:

- charakterystyki zdjęte dla optymalnych /różnych dla każdej częstotliwości wymuszenia/ nastaw urządzeń sterujących,
- charakterystyki zdjęte dla stałych nastaw urządzenia sterującego / najczęściej są to nastawy optymalne dla częstotliwości rezonansowej/.

Pierwsza grupa charakterystyk oprócz informacji o zachowaniu się systemu, stanowić może przyczynek do podjęcia

decyzji o ewentualnym wprowadzeniu adaptacji w układzie sterowania. Druga grupa charakterystyk pokazuje przedziały częstotliwości, dla których układ pracuje poprawnie. Konstrukcja charakterystyk częstotliwościowych w badaniach symulacyjnych oraz w badaniach basenowych odbywa się metodą punkt po punkcie. Na podstawie [8] można stwierdzić, że do wykreślenia charakterystyki częstotliwościowej należy znać ok. 15 punktów tej charakterystyki, w tym kilka w okolicy rezonansu.

Na podstawie charakterystyki częstotliwościowej obliczyć można współczynnik efektywności urządzenia stabilizującego, który jest równy [14]:

$$E = \frac{\phi_A - \phi_{ASTAB}}{\phi_A} \quad (5.2)$$

lub

$$\tilde{E} = \frac{\phi_{ASTAB}}{\phi_A} \quad (5.3)$$

gdzie:

ϕ_{ASTAB} - amplituda kołysań bocznych statku niestabilizowanego,

ϕ_A - ta sama amplituda statku stabilizowanego.

Najpełniejszą charakterystyką efektywności urządzenia uzyskamy wykreślając zależności /5.2/ lub /5.3/ w funkcji częstotliwości wymuszenia i sterowania, a więc jako:

$$E = f(\omega, u) \quad (5.4)$$

5.2. Efektywność urządzeń stabilizujących na fali nieregularnej.

Przy formułowaniu kryteriów określających efektywność pracy stabilizatorów kołysań bocznych statku na fali nieregularnej, należy uwzględnić przede wszystkim skutek, jaki wprowadza obecność sterowania w procesie kołysań bocznych statku. Należy również uwzględnić fakt, że większość wielkości występujących w tym procesie jest wielkościami losowymi.

Powszechnie przyjmuje się do oceny efektywności pracy stabilizatora kryteria o postaci:

$$J_1 = \frac{1}{T} \int_0^T (k_1 \phi^2 + k_2 \dot{\phi}^2 + k_3 \ddot{\phi}^2) dt \quad (5.5)$$

gdzie:

- T - czas obserwacji procesu,
- k_1, k_2, k_3 - współczynniki wag kryterium odpowiednio przy kącie, prędkości kątowej i przyspieszeniu kątowym kołysań bocznych.

Kryterium dane wzorem /5.5/ nosi często nazwę "kryterium komfortu", bowiem w sposób formalny określa wielkość kołysań statku i ich pochodnych. W większości stosowanych urządzeń stabilizujących ważną rolę odgrywa wydatek energetyczny urządzenia, określający zapotrzebowanie energetyczne stabilizatora. Wprowadza się więc do kryterium człon proporcjonalny do tego wydatku uzyskując postać:

$$J_2 = \frac{1}{T} \int_0^T (k_1 \phi^2 + k_2 \dot{\phi}^2 + k_3 \ddot{\phi}^2 + k_4 \zeta^2) dt \quad (5.6)$$

gdzie:

ζ - uogólniona współrzędna określająca działanie stabilizatora /np. kąt natarcia płetwy stabilizującej/.

Posługiwanie się kryteriami określonymi zależnościami / 5.5/ i /5.6/ obarczone jest niedogodnościami związanymi z niemożnością jednoznacznego wyboru współczynników wagowych k_1 . W przypadku założenia $k_1 = 1$, $k_2 = k_3 = k_4 = 0$ otrzymuje się wartość kryterium J_2 równą wariancji procesu kołysań bocznych.

Na tej podstawie można określić współczynnik efektywności urządzenia stabilizującego na fali nieregularnej, który daje pewną informację o celowości zainstalowania urządzenia na statku, szczególnie, jeśli wyznacza się go dla fal nieregularnych charakteryzujących akweny, na których statek będzie eksploatowany. Współczynnik ten określa się w następujący sposób [14] :

$$\tilde{E} = \frac{\sqrt{D_{\phi}^2} - \sqrt{D_{\phi \text{ STAB}}^2}}{\sqrt{D_{\phi}^2}} \quad (5.7)$$

lub

$$\tilde{R} = \sqrt{\frac{D_{\phi \text{ STAB}}^2}{D_{\phi}^2}} \quad (5.8)$$

gdzie:

$D_{\phi \text{ STAB}}^2, D_{\phi}^2$ - wariancje kołysań bocznych - odpowiednio: statku stabilizowanego i niestabilizowanego.

Współczynniki E i $\tilde{E}$ dla konkretnego statku zależą od rodzaju urządzenia stabilizującego, jak również od szeregu parametrów charakteryzujących ruch statku oraz środowisko.

W związku z trudnościami występującymi w korzystaniu z kryteriów określonych zależnościami /5.5/ i /5.6/ dość często stosuje się do oceny kołysań statku widma energetyczne kołysań bocznych.

W przypadku liniowej teorii kołysań statku ze stabilizatorem / przede wszystkim statek - zbiorniki bierne/ można postać widma znaleźć analitycznie stosując znaną zależność:

$$S_{\phi}(\omega) = |K(i\omega)|^2 S_{\alpha\alpha}(\omega) \quad (5.9)$$

gdzie:

$S_{\phi}(\omega)$ - widmo gęstości energii amplitud kołysań bocznych statku lub krótko widmo kołysań,

$S_{\alpha\alpha}(\omega)$ - widmo energetyczne falowania morskiego.

Posługiwanie się kryterium widmowym jest również utrudnione, ponieważ znalezienie widma $S_{\phi}(\omega)$ wymaga stosowania skomplikowanej aparatury pomiarowej.

Kryterium to jest jednak stosunkowo łatwe do obliczenia w przypadku symulacji cyfrowej. Wylicza się je stosując programy dokonujące transformacji Fouriera.

Na podstawie widm kołysań statku stabilizowanego można z reguły wyciągnąć szersze wnioski, niż ze wskaźników $\tilde{E}$ lub $\tilde{R}$.

5.3. Analiza efektywności stabilizacji.

Powyżej wspomniano, że wskaźniki określające efektywność stabilizacji kołysań bocznych statku zależą, dla konkretnego statku, od rodzaju urządzenia stabilizującego, jak również od szeregu parametrów ruchu statku i stanu środowiska.

Są to w przypadku fali regularnej [14]:

- kąt kursowy względem kierunku falowania β ,
- prędkość statku V /lub liczba Froude'a /,
- amplituda fali h_A / w zakresie dużych wartości amplitud, gdzie występuje zjawisko nasycenia stabilizatora/.

Na fali nieregularnej efektywność urządzenia stabilizującego zależy od:

- stosunku średniego / wizualnego, charakterystycznego/ okresu falowania do okresu własnego statku,
- kąta kursowego względem głównego kierunku falowania,
- prędkości statku V ,
- intensywności falowania / wariancji falowania/ - tylko w zakresie wysokich stanów morza, przy których występują zjawiska nasycenia stabilizatora.

Wprowadzenie pełnych wskaźników efektywności zainstalowania na statku urządzenia stabilizującego kołysania boczne jest zadaniem trudnym i wykracza poza zakres prezentowanej pracy, stanowiąc odrębny problem z dziedziny ogólnego projektowania okrętu.

W tej pracy oprzemy się, w trakcie badań na fali nie-regularnej, na kryteriach całkowych oraz widmowych.

Należy w tym miejscu podkreślić, że aktywizowany zbiornik stabilizujący praktycznie nie pobiera energii z urządzeń zainstalowanych na statku, tak więc uwzględnianie kryterium /5.6/ jest niecelowe. Wystarczy stosowanie zależności danej wzorem /5.5/.

Obok tych kryteriów proponuje się użycie w niniejszej pracy dodatkowego, rzadko stosowanego kryterium, które omawia kolejny podrozdział.

5.4. Kryterium przeciwnego działania.

Prawidłowa praca stabilizatora kołysań bocznych statku polega przeważnie na wytworzeniu dodatkowego momentu skierowanego przeciwnie do momentu zakłócenia / falowania/.

Zbiornik aktywizowany w trakcie pracy również wytwarza moment skierowany przeciwnie do momentu od falowania.

Kryterium przeciwnego działania, które stosować można wyłącznie na etapie badań symulacyjnych, jest sumą kroków symulacji, dla których zbiornik wytwarza moment przeciwny do wymuszenia. W zapisie formalnym kryterium to można przedstawić w następującej postaci:

$$J_p = \sum_{i=1}^n f(\Delta t_i) \quad (5.10)$$

gdzie:

J_p - wartość kryterium przeciwnego działania wyrażona w sekundach,

n - ilość kroków symulacji,

Δt_i - i -ty krok symulacji,

$f(\Delta t_i)$ - funkcja zdefiniowana następująco:

$$f(\Delta t_i) = \begin{cases} 0, & \text{dla } M_M(\Delta t_i) \cdot M_{STAB}(\Delta t_i) \geq 0 \\ \Delta t_i, & \text{dla } M_M(\Delta t_i) \cdot M_{STAB}(\Delta t_i) < 0 \end{cases} \quad (5.11)$$

Zapis kryterium według zależności /5.10/ jest dostosowany do potrzeb symulacji cyfrowej. Można sformułować podobny zapis w przypadku symulacji analogowej, bądź prób z modelem fizycznym.

Przedstawiając kryterium I_p w stosunku do całkowitego czasu symulacji, a więc zgodnie ze wzorem:

$$J_p \% = \frac{\sum_{i=1}^n f(\Delta t_i)}{T} \quad (5.12)$$

otrzymamy wielkość określającą w sposób względny jakość działania systemu.

Pomimo, iż optymalizacja prowadzona będzie względem kryteriów całkowych, równolegle obliczane będą wartości kryterium I_p , jako pomocnicze.

✓ 5.5. Problem stabilności układu.

Problem stabilności pracy układu stabilizacji kołysań bocznych statku przy użyciu zbiornika aktywizowanego rozpatrywać można w dwóch płaszczyznach:

- teoretycznej - mającej na celu wyznaczenie obszaru stabilnych nastaw struktury predykcyjnej PDD_2 i współczynników określających dynamikę zbiornika, a zapewniających stabilną pracę systemu statek - zbiornik aktywizowany,
- technicznej - prowadzącej do metody doboru stabilnych nastaw struktury predykcyjnej oraz współczynników zbiornika na drodze badań praktycznych i odpowiednio ukierunkowanych eksperymentów symulacyjnych.

5.5.1. Sformułowanie problemu teoretycznej stabilności układu.

Postawienie problemu nie nastrocza w tym przypadku trudności. Należy wyznaczyć obszar stabilnych nastaw struktury predykcyjnej oraz obszar współczynników charakteryzujących dynamikę zbiornika, które zapewniają stabilność układu. Żadaną zależność należy powiązać z dynamicznymi charakterystykami kadłuba oraz warunkami zakłócenia.

Tak postawione zagadnienie napotyka jednak na poważne trudności w rozwiązaniu.

System statek - zbiornik aktywizowany jest systemem o sterowanym parametrze. Sterowanie zbiornikiem nie ma bowiem charakteru sterowania zewnętrznego.

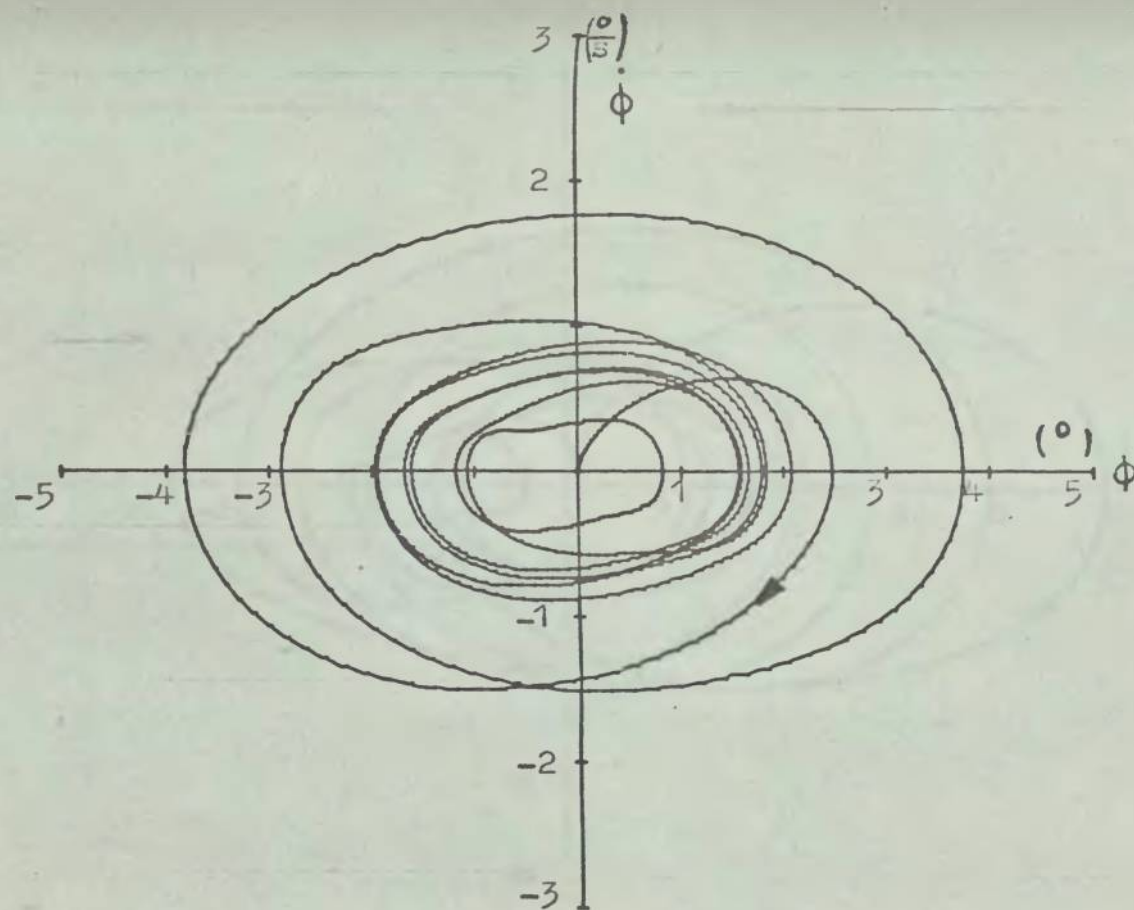
Układy parametryczne zaliczane są do specjalnych układów nieliniowych, choć ich teoria rozwija się niezależnie [53].

Parametryczne sterowanie zbiornikiem aktywowanym powoduje, że układ regulacji charakteryzuje się nielinowością dynamiczną.

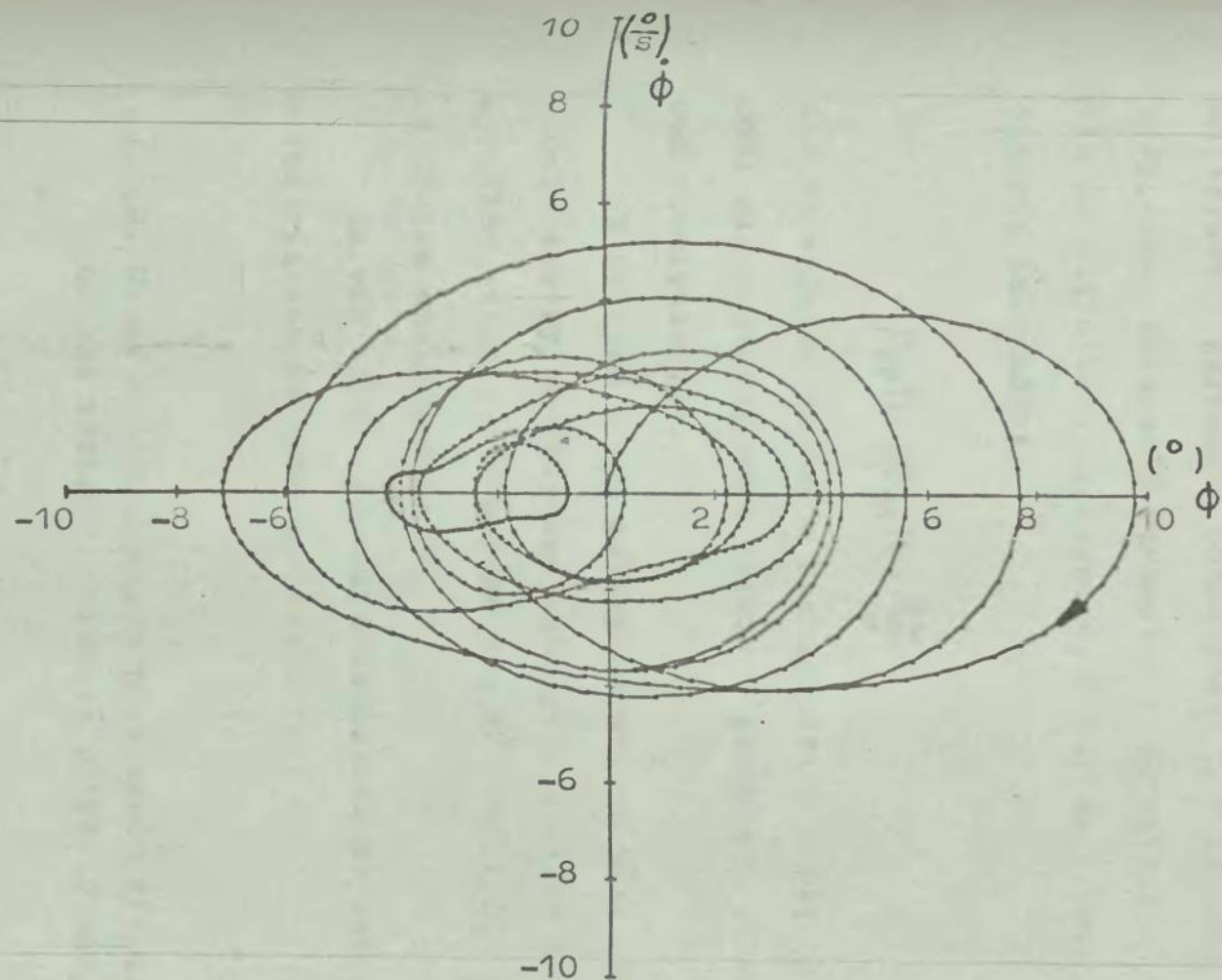
Powyższe stwierdzenia, jak również fakt, iż omawiany układ znajduje się pod ciągłym działaniem wymuszeń przypadkowych, sprawiają, że analityczne określenie warunków stabilności jest niemożliwe.

Przy rozpatrywaniu działania systemu, już samo zdefiniowanie stabilnej jego pracy jest kłopotliwe, bowiem trudno odróżnić sytuację, w której układ pracuje niestabilnie od sytuacji stabilnej pracy układu. Z uwagi na ciągłe działanie wymuszeń, w układzie nie występuje stan równowagi. Sytuację tę ilustrują przykładowe przebiegi trajektorii fazowych pokazane na rysunkach 5.1 i 5.2.

Z rysunku 5.1. przedstawiającego przebiegi trajektorii fazowych otrzymane przy pobudzeniu układu sygnałem sinusoidalnym, wyprowadzić można wniosek, że stabilna praca systemu statek - zbiornik aktywowany, charakteryzuje się ograniczeniem obszaru trajektorii fazowych kołysań statku do pierścienia. Trajektorja fazowa "wchodzi" w obszar pierścienia po krótkim czasie /ok. 20 s/, po czym zawiera się już w tym pierścieniu. Mamy tu więc do czynienia z ograniczonymi drganiami prawie okresowymi [53] lub, jak to definiuje autor [54] z drganiami ograniczonymi.



Rys.5.1 Przykładowy przebieg kołysań bocznych
statku stabilizowanego na płaszczyźnie
fazowej / fala regularna /.



Rys.5.2 Przykładowy przebieg kołysań statku stabilizowanego na płaszczyźnie fazowej / fala nieregularna /.

Jak wynika z [53] badanie lokalnej stabilności drgań prawie okresowych w układach parametrycznych możliwe jest jedynie w układach z okresowo zmiennym parametrem i to wyłącznie dla układu autonomicznego lub układu pobudzanego niezerowymi warunkami początkowymi. W interesującym nas przypadku, zmienność parametru / tłumienia zbiornika β_{vv} nie ma charakteru okresowego, tzn., że tłumienie β_{vv} nie spełnia zależności:

$$\beta_{vv}(t) = \beta_{vv}(t + \frac{2\pi}{\Omega}) \quad (5.13)$$

zaś określenie warunków stabilności z próby wychyłowej nie mówi nic o stabilności układu w warunkach działania zakłóceń rzeczywistych.

W związku z tym należy uznać, że przy aktualnym poziomie wiedzy teoretycznej nie jest możliwe znalezienie warunków stabilności układu statek - zbiornik aktywizowany na drodze analitycznej.

Należy więc rozpatrzyć możliwość zapewnienia stabilności systemu na inne drodze.

5.5.2. Uwagi o technicznych problemach stabilności układu statek - zbiornik aktywizowany.

Z technicznego punktu widzenia problem stabilności układu statek - zbiornik aktywizowany sprowadza się do trzech następujących zagadnień:

- stabilnie pracujący system stabilizacji kołysań, powinien charakteryzować się znaczną redukcją kołysań bocznych statku, obserwowaną na podstawie kryterium całkowitego w porównaniu ze statkiem niestabilizowanym,
- należy zapewnić możliwie minimalną zmianę momentu przywracającego /prostującego/ statku spowodowaną instalacją zbiornika, przez co zapewni się niewielkie pogorszenie stateczności statku, która ma decydujący wpływ na uniknięcie wywrotki,
- należy zapewnić stabilną pracę elementu sterującego przepływem cieczy.

Oznacza to, że praktycznie zagadnienie stabilności sprowadzone zostało do zapewnienia maksymalnej redukcji kołysań bocznych statku. Dodatkowo zaś, ze względów bezpieczeństwa, zapewnić należy możliwie maksymalną wartość momentu przywracającego statku ze zbiornikiem.

Wybrana metoda syntezy układu, oparta na symulacji kołysań bocznych z jednoczesnym zastosowaniem optymalizacji pozwala na częściowe rozwiązanie problemu stabilności układu. Stabilność ma tu duży związek z zastosowanymi kryteriami: tak całkowym, jak i widmowym. Istnienie niestabilności w układzie objawi się poprzez wzrost kołysań bocznych statku. Jakość sterowania ulegnie więc znacznemu pogorszeniu. W skrajnych przypadkach kołysania boczne statku stabilizowanego staną się większe od kołysań bocznych statków bez zbiorników.

Obliczone w wyniku symulacji i optymalizacji sterowanie powinno więc zapewnić stabilność układu. W przeciwnym wypadku nie będzie bowiem widocznego efektu stabilizacji.

W celu zapewnienia dobrych właściwości morskich statku ze stabilizatorem zbiornikowym, w tym również aktywowanym zbiornikiem stabilizującym, należy w trakcie projektowania przestrzegać ograniczeń wprowadzonych przez towarzystwa klasyfikacyjne. Przepisy klasyfikacyjne nakładają bowiem ograniczenia na maksymalny moment stabilizujący rozwijany przez stabilizator. Zapewnia to, nawet w przypadku wadliwej pracy urządzenia, bezpieczeństwo statecznościowej jednostki. Moment stabilizujący rozwijany przez stabilizator ujmuje się najczęściej w postaci tzw. charakterystyki statycznej.^{x/} Jest to funkcja ujmująca zależność statycznego kąta przechyłu bocznego statku od wychylenia organu wykonawczego stabilizatora. W przypadku zbiornika stabilizującego dana jest ona wzorem:

$$\phi_{ST} = f(\psi_{ST}) \quad (5.14)$$

gdzie:

ϕ_{ST}, ψ_{ST} - statyczne kąty przechyłu bocznego statku
i cieczy w zbiorniku.

W myśl przepisów maksymalny przechył boczny statku wywołany maksymalnym przemieszczeniem cieczy w zbiorniku nie powinien przekraczać 5 stopni katowych.

x/ Rzadziej używa się nazwy: zdolność statyczna.

Zależność /5.14/ jest zależnością statyczną, lecz w przypadku instalacji zbiornikowych systemów stabilizacji kołysań bocznych ma ona ścisły związek z dynamiką zachowania się statku.

Jak wiadomo, instalacja zbiornika na statku powoduje spadek początkowej wysokości metacentrycznej. Spowodowane to jest wpływem powierzchni swobodnej zbiornika.. Stratę wysokości metacentrycznej oblicza się z prostego wzoru [42]:

$$\frac{\Delta(GM)}{GM_0} = \frac{I_r \rho_r g}{\Delta GM_0} \quad (5.15)$$

wyrażającego stosunek momentu przechylającego zbiornika danego wzorem /3.8/ do momentu przywracającego statku.

Typowe zbiorniki pasywne, jak to wynika z rys. z [44, 50] powodują zmniejszenie początkowej wysokości metacentrycznej statku o 20 - 40 %. Obliczenia dla przykładowego zbiornika aktywizowanego wykazały, że powoduje on spadek początkowej wysokości metacentrycznej o 13,9 %, a więc w znacznie mniejszym stopniu wpływa na zmniejszenie momentu przywracającego niż zbiornik pasywny. Tak więc instalacja zbiornika aktywizowanego nie powinna wpływać na pogorszenie bezpieczeństwa statku.

Należy z kolei przeanalizować skrajne przypadki awarii systemu sterowania blokadą przepływu cieczy w zbiorniku.

W przypadku braku możliwości zamknięcia zaworów blokujących zbiornik aktywizowany zachowuje się jak typowy zbiornik

pasywny.

Kompletne rozwiązanie problemu stabilności systemu statek - zbiornik pasywny znaleźć można np. w [42]. Dla typowych kształtów zbiornika aktywowanego typu U warunki stabilności są przeważnie spełnione.

Przypadek zablokowania cieczy w maksymalnym połączeniu, odpowiadającym maksymalnemu momentowi stabilizującemu rozwijanemu przez zbiornik, jest trudny do jednoznacznego rozwiązania. Nie jest to jednak awaria zagrażająca bezpieczeństwu jednostki, pod warunkiem ograniczenia momentu maksymalnego zbiornika do wartości wynikającej z poprzednio omówionych przepisów klasyfikacyjnych. Traktując moment od zbiornika jako część momentu wymuszającego, można skorzystać dla wyznaczenia zapasu stateczności statku z oryginalnej metody podanej w [28].

Pozostaje jeszcze przeanalizować zagadnienie stabilnej pracy zaworów blokujących przepływ cieczy roboczej pomiędzy burtowymi częściami zbiornika.

Z analizy algorytmu sterowania blokadą przepływu cieczy wynika, że możliwość niestabilnej pracy zaworów może zajść w następujących przypadkach:

- 1/ bezpośrednio po odblokowaniu przepływu cieczy; bowiem w przypadku tym natychmiast spełniony jest warunek zablokowania przepływu,
- 2/ bezpośrednio po zablokowaniu przepływu cieczy, pod warunkiem, że zablokowanie to nastąpiło na skutek osiągnięcia przez ciecz kąta nasycenia zbiornika $\psi_N(\hat{p})$. W przypadku tym bezpośrednio po zamknięciu

zaworów spełniony będzie warunek ich otwarcia,
a następnie znowu zamknięcia i.t.d.

W obu opisanych przypadkach stabilną pracę zaworów zapewnić można poprzez opóźnienie, przeciwnego poprzedniemu, następnego zadziałania zaworów. W pierwszym wypadku opóźnienie to można uzależnić od wystąpienia niezerowej wartości prędkości kątowej cieczy $\dot{\vartheta}/t/$. W przypadku drugim opóźnienie to wyniesie maksymalnie 0,25 okresu własnego zbiornika.

Tak więc, jak wynika z przedstawionego w tym punkcie materiału, problem stabilności systemu statek - zbiornik aktywizowany, w ogólnym przypadku, nie daje się rozwiązać. Pozostaje on nadal otwarty, jeśli nie liczyć częściowego rozwiązania uzyskanego w oparciu o badania symulacyjne i obliczenia statecznościowe.

6. SYMULACJA PROCESU

W rozdziałach poprzednich przeprowadzono analizę zjawisk związanych z procesem stabilizacji kołysań bocznych statku z użyciem zbiornika aktywizowanego.

Podstawą symulacji jest model matematyczny systemu, który w rozpatrywanym przypadku ma postać układu równań różniczkowych. Przy pomocy tego modelu zostaną wygenerowane przy wykorzystaniu odpowiednich metod numerycznych - przebiegi interesujących nas zmiennych w żądanym przedziale czasu.

Wykorzystanie metody symulacji, jako narzędzia, do uzyskania ostatecznego rozwiązania problemu, jest w przypadku analizy pracy systemu statek - zbiornik aktywizowany konieczne z następujących powodów:

- rozwiązanie na drodze analitycznej równań, składających się na model matematyczny systemu/równania/ 2.35/ i /2.50//, jest bardzo trudne, zaś przy potrzebie dokładnej analizy praktycznie niemożliwe,
- sprawdzenie hipotezy dotyczącej sterowania /punkt 4.4/, bez dodatkowych uproszczeń, nie jest możliwe drogą obliczeń analitycznych, szczególnie przy wymuszeniu losowym.

Dodatkowo, za stosowaniem techniki symulacji, przemawiają znacznie niższe koszty eksperymentów symulacyjnych w porównaniu z modelowaniem fizycznym oraz możliwość przeprowadzenia badań dla dużej liczby przypadków.

Weryfikacji, z użyciem symulacji, poddana zostanie przede wszystkim możliwość sterowania blokadą przepływu cieczy, tak w warunkach falowania regularnego jak i losowego.

Symulacja umożliwi również wstępną weryfikację z urządzeniem modelowym przez porównanie wyników odpowiednio dobranych prób.

6.1. Charakterystyka programów symulacyjnych.

Obliczenia związane z symulacją procesu kołysań bocznych statku oraz obliczenia pomocnicze przeprowadzone zostały na maszynach cyfrowych. Za podstawę obliczeń przyjęto symulację cyfrową kołysań bocznych statku wyposażonego w zbiornik aktywizowany z jednoczesnym zastosowaniem obliczeniowych metod optymalizacji.

W trakcie opracowywania programów symulacyjnych przyjęto następujące założenia:

- symulatory cyfrowe muszą zapewnić uniwersalność zastosowania, a także maksymalną automatyzację obliczeń,
- symulatory umożliwić muszą wykonanie obliczeń dla falowania regularnego o dowolnej częstotliwości ω_E i dowolnej wartości kąta skłonu fali regularnej,
- należy zapewnić możliwość wykonania obliczeń, w przypadku fali nieregularnej, dla dowolnego stanu morza określonego przez wysokość znaczącą fal $\bar{h}_{1/3}$ i okres charakterystyczny falowania $\bar{T}$,

- należy wyposażyć symulatory w programy obróbki wyników /np. program obliczania, metodą punkt po punkcie, "charakterystyki częstotliwościowej", program szybkiej transformaty Fourier'a i.t.p./,
- symulator powinien umożliwić wybór modelu matematycznego systemu statek - zbiornik aktywizowany z uwzględnieniem, bądź bez uwzględnienia kołysań burtowych,
- program optymalizacyjny, będący integralną częścią symulatora, powinien zapewnić możliwość znalezienia optymalnych wartości wzmocnień statycznych struktury predykcyjnej PDD₂; należy przewidzieć możliwość wyłączenia działania procedury optymalizacyjnej.

Obliczenia prowadzone przy użyciu symulatorów cyfrowych odbywały się przy następujących warunkach:

- jako kryterium jakości zastosowano kryterium całkowite o postaci:

$$J_1 = \frac{1}{T} \int_0^T \phi^2(t) dt \quad (6.1)$$

dla falowania regularnego i nieregularnego,

- w trakcie obliczeń optymalizacyjnych następowały wydruki wartości kryterium dla każdego punktu pośredniego, co pozwoliło na oszacowanie wrażliwości systemu na zmiany współczynników poddanych optymalizacji,
- do oceny efektywności stabilizacji kołysań bocznych, przy użyciu zbiornika aktywizowanego, dla każdego rodzaju wymuszenia i każdego warunku pływania, prowadzono

- dodatkowo obliczenia kryterium I_1 danego wzorem /5.1/;
- dla statku niestabilizowanego oraz stabilizowanego poprawnie dostrojonym zbiornikiem pasywnym,
- równolegle z wydrukiem kryterium I_1 prowadzony był wydruk kryterium przeciwnego działania, danego wzorami /5.11/ i /5.12/, aczkolwiek optymalizacja prowadzona była wyłącznie na podstawie wartości kryterium całkowego,
 - dla zoptymalizowanych nastaw struktury predykcyjnej PDD_2 zbadano wpływ ściśłości przestrzeni powietrznych na pracę systemu; obliczenia te wykonano jedynie dla falowania nieregularnego,
 - wszystkie obliczenia prowadzone były w rzeczywistej skali czasu.

Programy symulacyjne napisane zostały w języku FORTRAN IV i uruchomione, równolegle, na maszynach cyfrowych HP 2100 A i MERA 60-40.

Uruchomiono następujące programy symulacyjne:

- symulator pracy systemu stabilizacji na fali regularnej wyposażony dodatkowo w podprogram optymalizacji struktury predykcyjnej,
- wersję dodatkową, umożliwiającą szybkie znalezienie "charakterystyki częstotliwościowej", metodą punkt po punkcie,
- symulator pracy systemu stabilizacji na fali nieregularnej, wyposażony dodatkowo w następujące podprogramy:
 1. podprogram generacji zakłócenia nieregularnego,

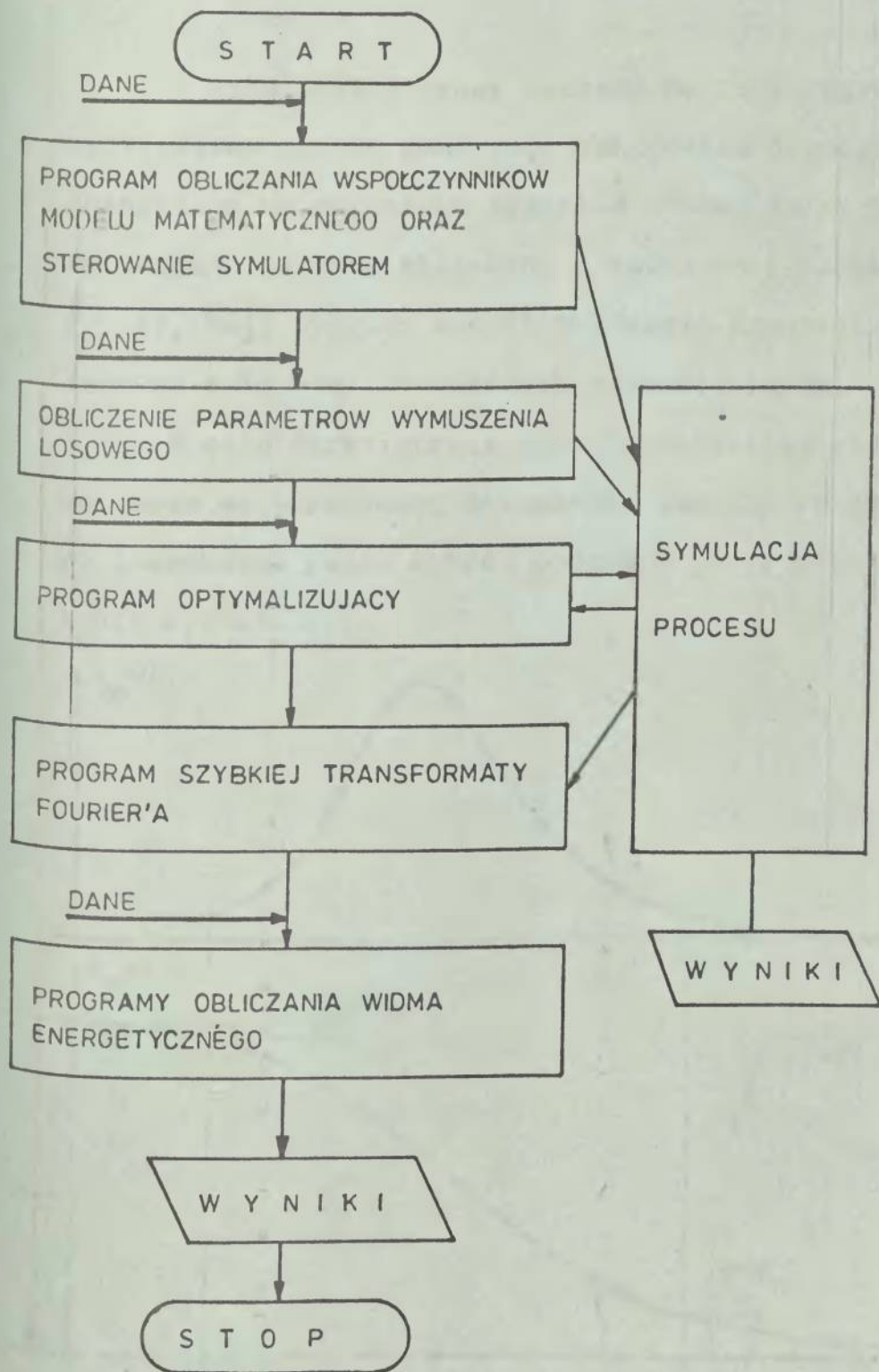
2. podprogram optymalizujący wartości wzmocnień struktury predykcyjnej na podstawie wartości kryterium całkowego,
3. podprogram szybkiej transformaty Fourier'a, pracujący według algorytmu Cooley'a - Tuckey'a [32],
4. podprogram okienkowania transformaty Fourier'a, wykorzystujący okienko GEO [32],
5. podprogram obliczający wartości funkcji gęstości widmowej kołysań bocznych statku i przekazujący je na dowolne urządzenie wyjściowe.

Opracowano także dwa proste symulatory, które uruchomiono na maszynie cyfrowej HP 9820 A, ze względu na możliwość użycia wyjścia graficznego. Symulatory te oparte są o model liniowy kołysań bocznych statku oraz model dynamiki zbiornika nie uwzględniający wpływu kołysań burtowych.

Metoda obliczeń, oparta na symulacji cyfrowej procesu kołysań bocznych statku na maszynie matematycznej, jest metodą dokładną, nie wprowadzającą zasadniczych przybliżeń. Obliczenia wykonać można dla każdego statku z dowolnym zbiornikiem aktywowanym, biernym, bądź bez zbiornika, pod warunkiem, że znane są wartości współczynników równań ruchu.

Ponadto symulatory wymagają użycia szeregu przełączników sterujących, oraz określenia warunków próby.

Poniżej przedstawiony jest schemat funkcjonalny symulatora, na przykładzie symulatora działania systemu na fali nieregularnej /rys. 6.1/.

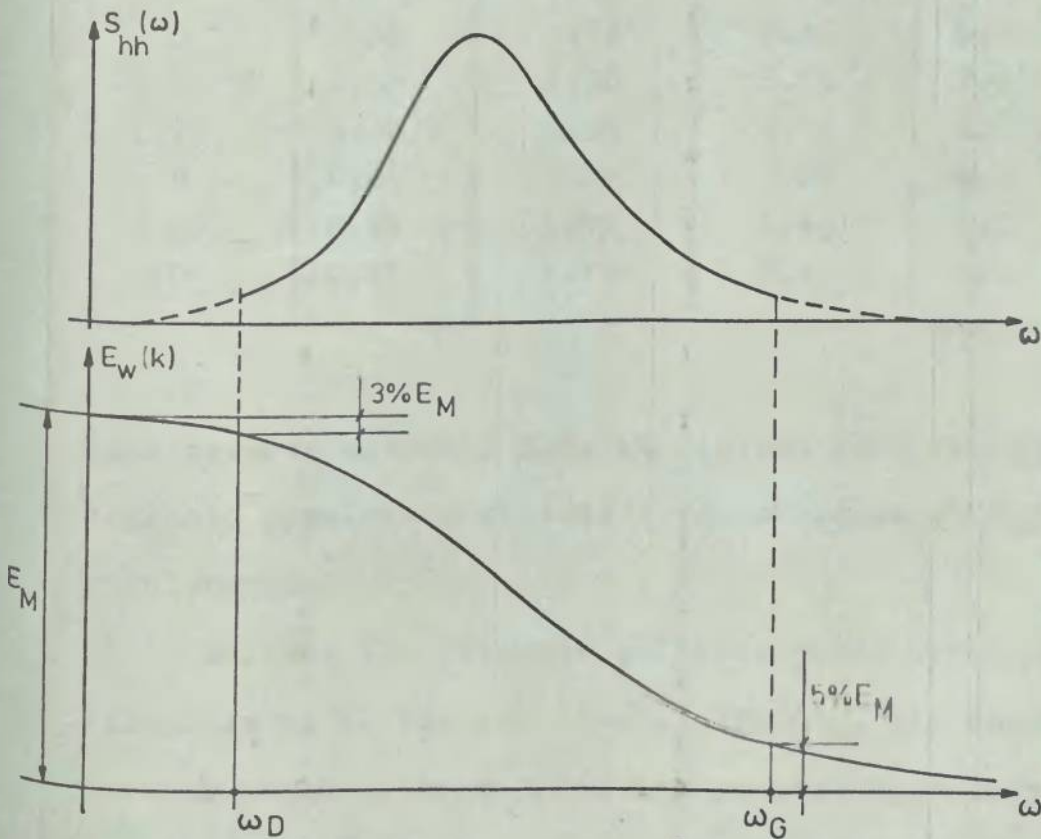


Rys. 6.1. Schemat blokowy symulatora cyfrowego.

6.2. Sposób generowania zakłócenia nieregularnego.

W symulatorze pracy systemu na fali nieregularnej zastosowano metodę generacji zakłócenia nieregularnego polegającą na sumowaniu sygnałów sinusoidalnych. Ze względu na czas obliczeń, a także na podstawie [3, 27, 46], wybrano sposób składania wymuszenia nieregularnego z 10 - ciu składowych sinusoidalnych.

W celu ograniczenia pasma częstotliwości wymuszenia do pasma ergodycznego, opracowano pomocniczy program doboru szerokości pasma metodą podaną w [24]. Metodę tę ilustruje rysunek 6.2.



Rys. 6.2. Ilustracja metody doboru pasma ergodycznego falowania morskiego [24].

Dolną częstotliwość widma ω_D określa się poprzez "odecięcie" najniższych częstotliwości zawierających 5 % całkowitej energii falowania, zaś częstotliwość górną ω_G , poprzez zaniedbanie składowych o częstotliwościach najwyższych, które zawierają 5 % całkowitej energii falowania. Program pracujący w oparciu o opisany wyżej algorytm napisano w języku BASIC i uruchomiono na maszynie MERA 60-40. Wyniki obliczeń przedstawia tabela 6.1.

Płn. Atlantyk

TABELA 6.1.

Stan morza [°B]	ω_D [s ⁻¹]	ω_G [s ⁻¹]	$h_{1/3}$ [m]	$\bar{T}$ [s]
4	0.61	1.66	1.95	6.5
5	0.55	1.60	2.40	6.9
6	0.55	1.50	3.10	7.4
7	0.50	1.35	4.00	8.0
8	0.44	1.29	5.25	8.5
9	0.44	1.19	6.45	9.1
10	0.40	1.15	7.45	9.6

Dane zawarte w tabeli 6.1. są wielkościami wejściowymi segmentu symulatora wyliczającego składowe wymuszenia nie-regularnego.

Segment ten dokonuje podziału pasma ergodycznego falowania na 10 równych przedziałów $\Delta\omega$. Dla każdego zakresu $\Delta\omega$ wyznaczonego przez ten podział odpowiednia część krzywej $S_{hh}(\omega)$ zastępowana jest przez funkcję impulsową umieszczoną na tej częstotliwości, która dzieli przedział $\Delta\omega$ na dwie równe części.

Oznacza to, że aproksymacja zakłócenia przypadkowego o gęstości widmowej $S_{hh}(\omega)$ składa się z sumy sinusoid o postaci:

$$z(t) = \sum_{i=1}^{10} A_i \sin(\omega_i t + \varphi_{Li}) \quad (6.2)$$

gdzie:

A_i - amplituda i-tej składowej falowania, wyrażona jako
kąt skłonu fali: $A_i = \sqrt{(S(\omega_i) + S(\omega_{i+1})) \cdot \Delta\omega \cdot \frac{\omega_i^2}{g}}$

φ_{Li} - i-ty, przypadkowo wybrany kąt przesunięcia fazowego.

Losowy wybór kąta przesunięcia fazowego φ_{Li} odbywa się za pomocą generatora liczb pseudolosowych, który jest częścią segmentu obliczającego parametry wymuszenia nieregularnego.

6.3. Program optymalizacyjny.

Postawione w pracy zadanie optymalizacji sprowadza się do wyznaczenia optymalnych nastaw struktury predykcyjnej, to znaczy nastaw zapewniających minimalną wartość kryterium całkowego /6.1/ dla danych warunków próby.

W tym celu opracowano program optymalizacyjny będący adaptacją znanej procedury Hook'a - Jeeves'a [18].

Do zastosowania tej bezgradientowej procedury skłonił fakt zaobserwowania we wstępnym etapie badań, stosunkowo małej zmienności kryterium w otoczeniu optimum.

Wprowadzona adaptacja procedury optymalizacyjnej polega na zastosowaniu bardziej ostrej oceny pomyslności kroku próbnego.

Występującą w procedurze Hooke'a - Jeeves'a nierówność:

$$J(X_i) < J(X_{i+1}) \quad (6.3)$$

zastąpiono nierównością:

$$\frac{J(X_i) - J(X_{i+1})}{J(X_i)} \leq 0.05 \quad (6.4)$$

gdzie:

X_i - punkt bieżący określony przez $(P, D, D_2)^i$,

X_{i+1} - punkt po wykonaniu kroku próbnego

Jako kryterium zakończenia optymalizacji przyjęto niepomysłność etapu próbnego po zmniejszeniu kroku przeszukiwania przez współczynnik korekcyjny. W tym momencie przerywano obliczenia.

6.4. Obliczenie wpływu ściśliwości przestrzeni powietrznych

Rozpatrzone zostaną obecnie możliwości rozwiązania równań /2.47/ i /2.50/ określających zmianę momentu stabilizującego zbiornika, wynikającą ze zjawiska ściśliwości przestrzeni powietrznych, występującego w stanie zamrożenia. Oba równania są równaniami trzeciego stopnia, a więc o ilości i typie rozwiązań decyduje znak wyróżnika D , który dla równania sprowadzonego do postaci:

$$x^3 + 3px + 2q = 0 \quad (6.5)$$

wyraża się wzorem:

$$D = q^2 + p^3 \quad (6.6)$$

Do zbadania rozwiązań równań /2.47/ i /2.50/ opracowano pomocnicze programy uruchomione na maszynie HP 9820A.

Rysunek 6.3 przedstawia przebieg wyróżnika D obliczony dla równania /2.47/ przy różnych wartościach długości kanału powietrznego s_p . Wykresy wyróżnika D ograniczone są nierównością:

$$|\psi(t_z)| \leq \psi_N(\hat{P}) \quad (6.7)$$

Z rysunku 6.3 wynika, że równanie /2.47/, w interesującym zakresie kątów ψ/t_z spełniających zależność /6.7/, posiada 3 różne pierwiastki rzeczywiste. Szukanym kątem $\psi|_{\phi=0}$ jest pierwiastek równania /2.47/ określony wzorem [7]:

$$\psi|_{\phi=0} = 2r \cos(60^\circ + \frac{1}{3}\varphi) \quad (6.8)$$

gdzie:

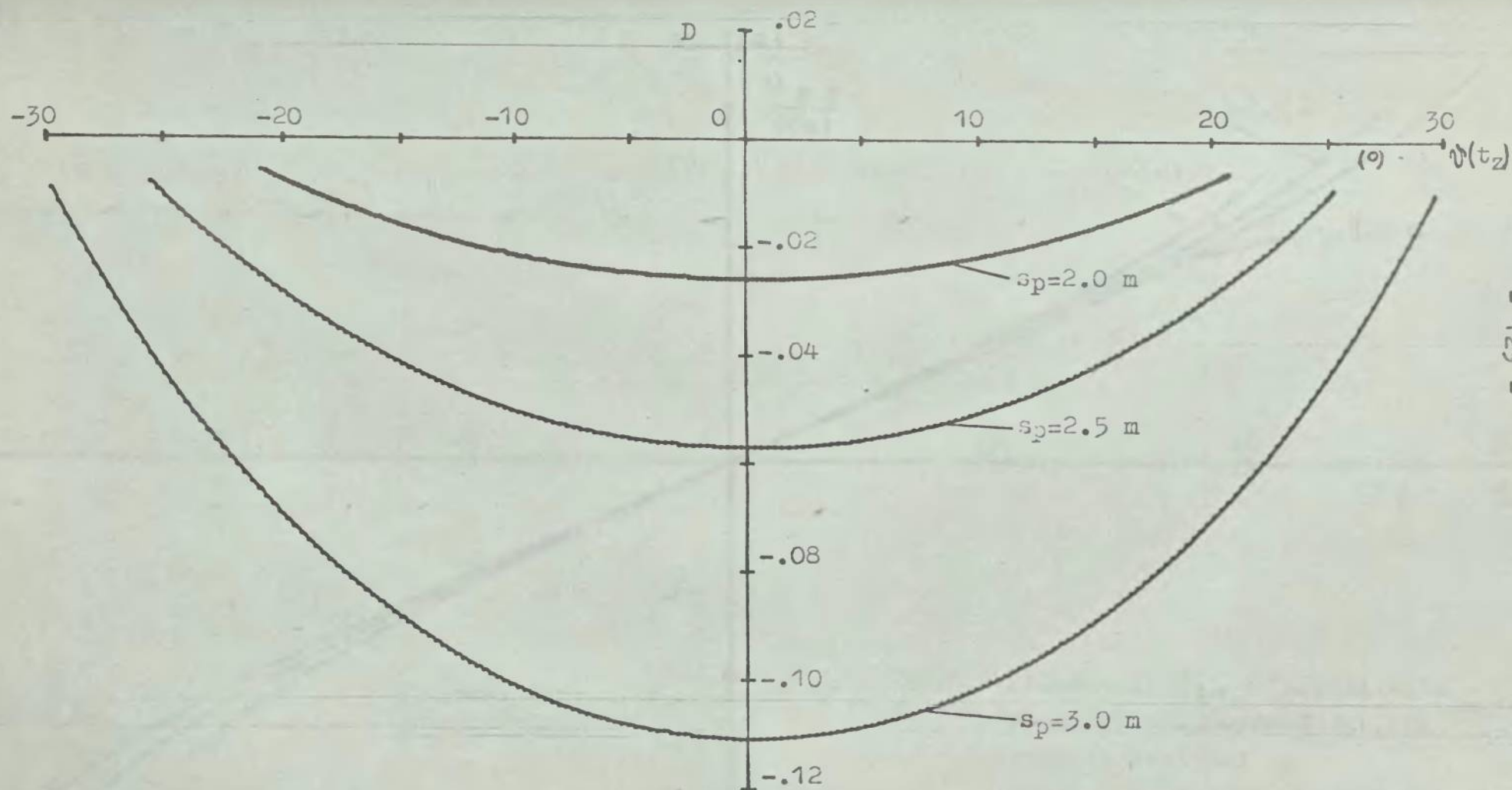
$$r = \operatorname{sgn}(q) \cdot \sqrt{|p|} \quad , \text{ oraz}$$

$$\varphi = \arccos(q/r^3) \quad / \text{oznaczenia zgodne z postacią /6.5/}$$

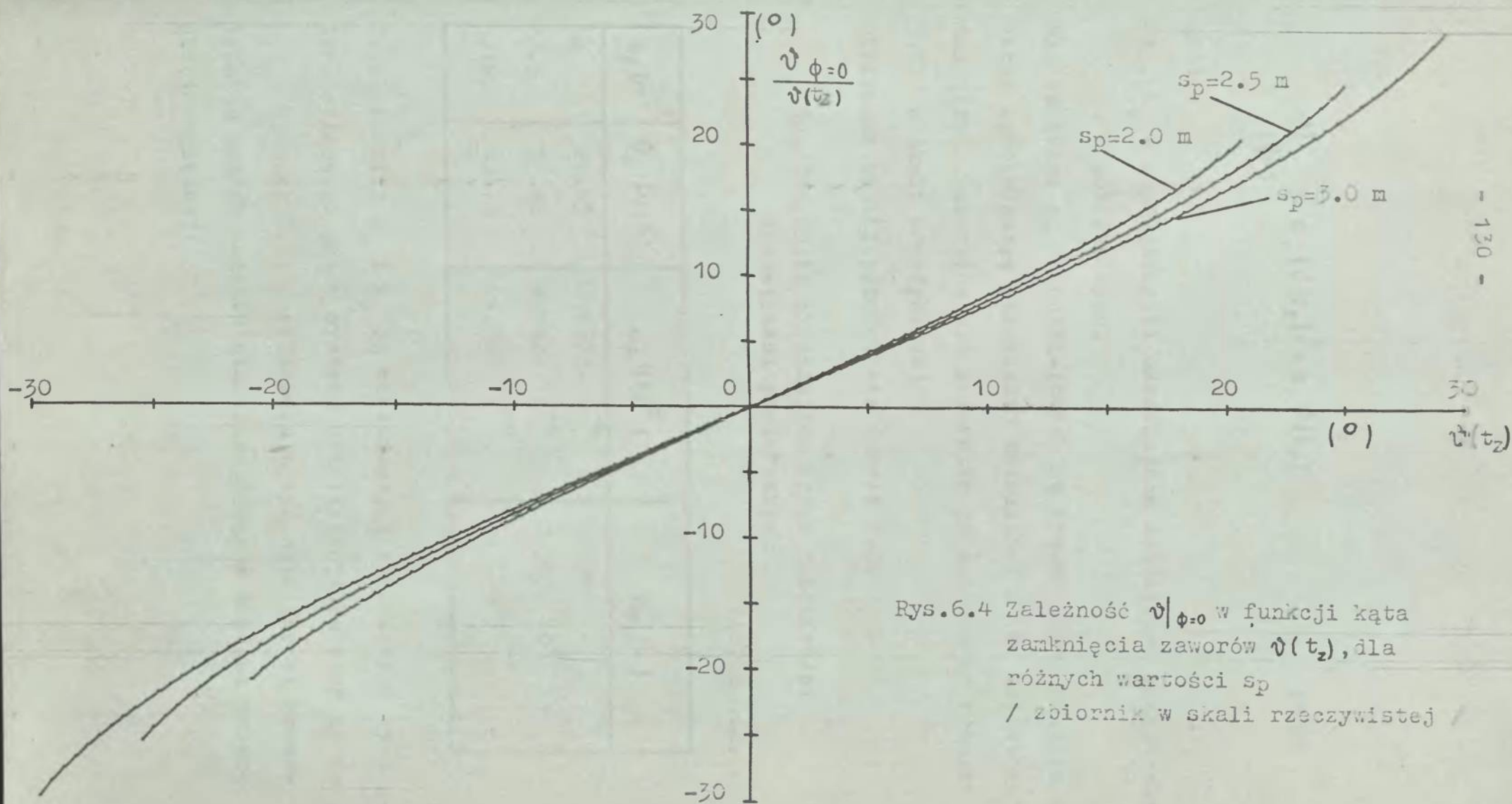
Pozostałe pierwiastki są nierealne fizycznie.

Na rysunku 6.4. pokazano zależność $\psi|_{\phi=0} = f(\psi(t_z))$ dla tych samych wartości s_p co na rysunku 6.3.

Widać, że zależności te dają się aproksymować krzywymi trzeciego stopnia o ogólnej postaci:



Rys.6.3 Przebieg wartości wyróżnika D obliczony według (2.47) przy różnych wartościach s_p



Rys.6.4 Zależność $\psi|_{\phi=0}$ w funkcji kąta zamknięcia zaworów $\psi(t_2)$, dla różnych wartości s_p
/ zbiornik w skali rzeczywistej /

$$\dot{\nu} \Big|_{\phi=0} = a_p (\dot{\nu}(t_z))^3 + b_p \dot{\nu}(t_z) \quad (6.9)$$

gdzie:

a_p, b_p - współczynniki określające ściśliwość przestrzeni powietrznych.

Dla wartości s_p przedstawionych na rysunku 6.4. przeprowadzono aproksymację otrzymanej zależności /6.8/ metodą najmniejszych kwadratów dla zbiornika pokazanego na rysunku 3.3 / w skali rzeczywistej/.

Otrzymane wyniki przedstawia tabela 6.2.

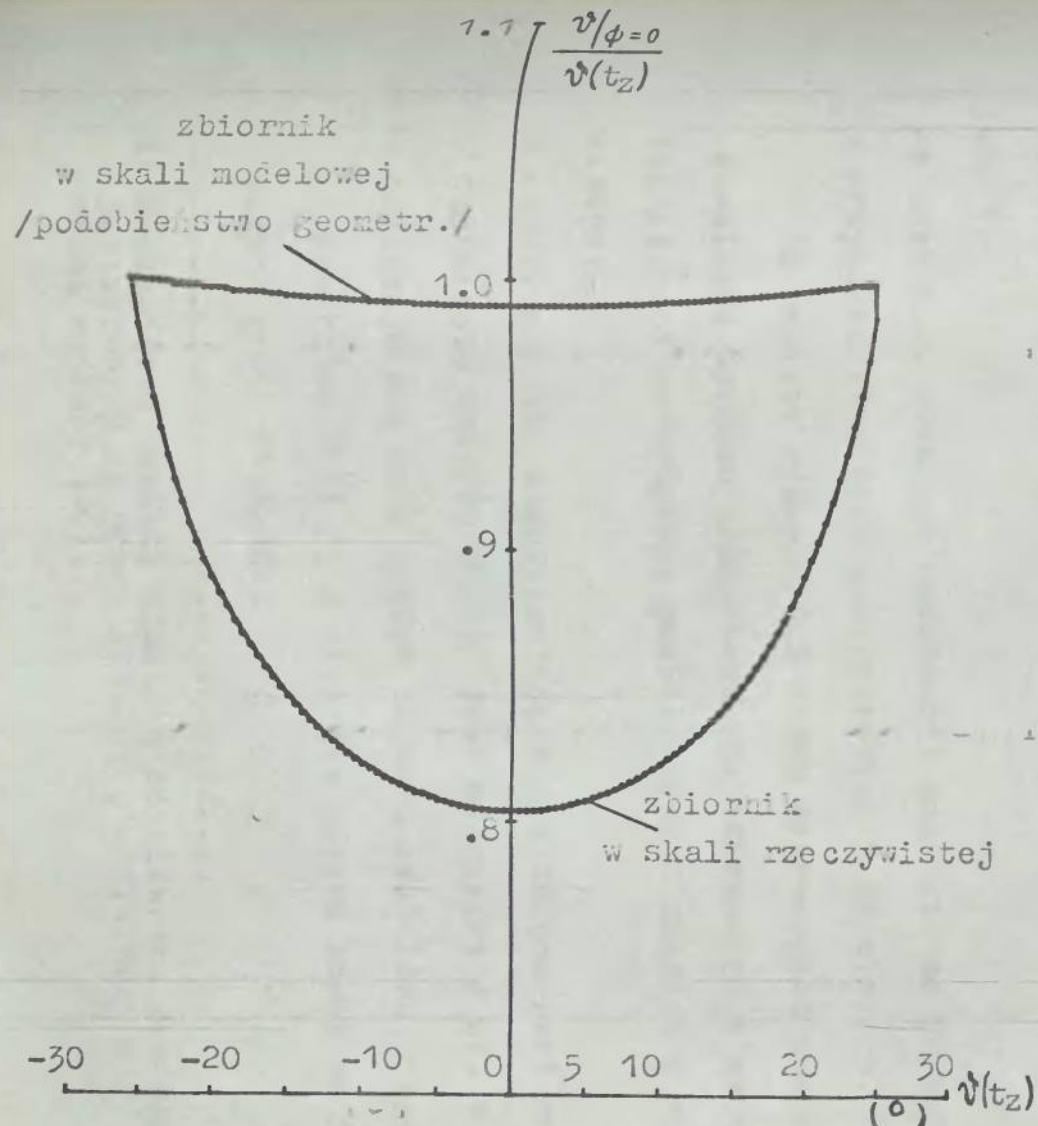
Współczynniki określające wpływ ściśliwości przestrzeni powietrznych

TABELA 6.2.

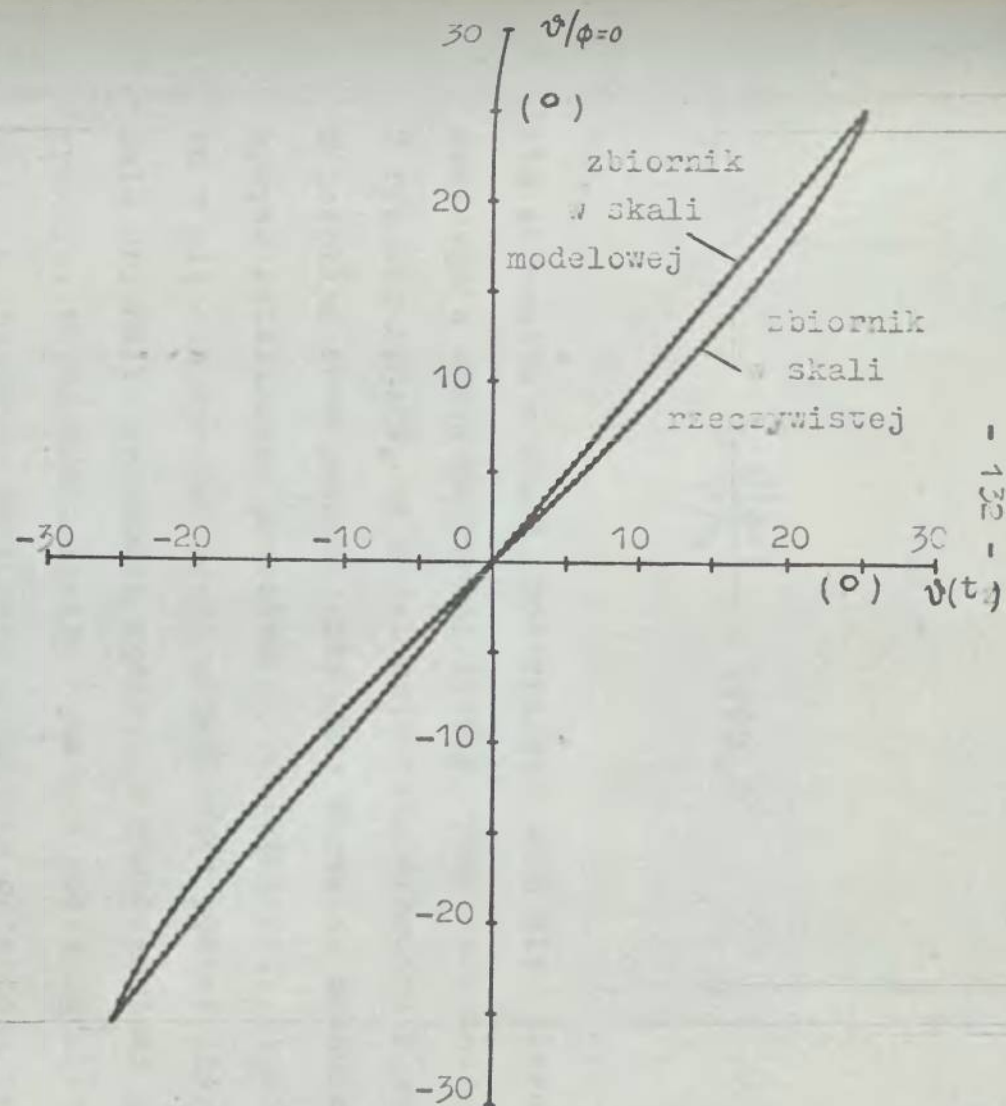
s_p [m]	$\dot{\nu}_N(\hat{P}) [^\circ]$	$a_p [(^\circ)^{-2}]$	$b_p [-]$
2	20.85	$3.6678 \cdot 10^{-4}$	$8.2264 \cdot 10^{-1}$
2.5	25.46	$2.2422 \cdot 10^{-4}$	$7.9831 \cdot 10^{-1}$
3.0	29.75	$1.3958 \cdot 10^{-4}$	$7.7074 \cdot 10^{-1}$

Współczynniki a_p i b_p są wielkościami wejściowymi symulatora cyfrowego pracy systemu stabilizacji kołysań bocznych.

Rysunek 6.5. przedstawia wpływ ściśliwości powietrza na spadek momentu stabilizującego w postaci zależności względnej:



Rys.6.5 Względny spadek momentu M_{TAB} wskutek ściśnięcia powietrza dla zbiornika w skali rzeczywistej i modelowej



Rys.6.6 Zależność $v/\phi=0$ w funkcji kąta zamknięcia zaworów $v(t_z)$ dla zbiornika w skali rzeczywistej i modelowej

$$\frac{\dot{v}|_{\phi=0}}{\dot{v}(t_z)} = f(\dot{v}(t_z)) \quad (6.10)$$

dla zbiornika w skali rzeczywistej oraz dla zbiornika wykonanego w skali modelowej /1:25/, przy wartości $s_p = 3$ m. Z rysunku wynika, że model zbiornika wykonany zgodnie z podobieństwem geometrycznym nie zapewnia odwzorowania wpływu ściśliwości przestrzeni powietrznych. Wiąże się to z większą sprężystością przestrzeni powietrznych w modelu zbiornika wykonanym zgodnie z podobieństwem geometrycznym. Pewne przybliżenie zjawiska można uzyskać instalując w zbiorniku modelowym dodatkowe objętości powietrzne.^{x/}

Rysunek 6.6. pokazuje zależności analogiczne do rys.6.4 w przypadku zbiornika rzeczywistego i modelowego.

Z analizy rysunku 6.5 można wyprowadzić następujące wnioski dotyczące charakteru rozpatrywanego zjawiska ściśliwości przestrzeni powietrznych w zbiorniku rzeczywistym:

- spadek momentu stabilizującego dla dużych wartości kąta zamknięcia zaworów $\dot{v}/t_z/$ jest niewielki / ok. 4 %/,
- obserwuje się duży spadek momentu stabilizującego dla małych kątów $\dot{v}/t_z/$, a więc dla małych momentów rozwijanych przez zbiornik,

x/ Szczegółową analizę zjawiska ściśliwości przestrzeni powietrznych na pracę zbiornika aktywizowanego znaleźć można w pracy [36].

- spadek momentu stabilizującego w całym zakresie kątów ψ/t_z nie przekracza 20 %.

Na podstawie powyższych wniosków zdecydowano się wziąć pod uwagę, przy konstrukcji symulatora, uproszczoną postać zależności określających wpływ ściśłości przestrzeni powietrznych na pracę zbiornika.x/

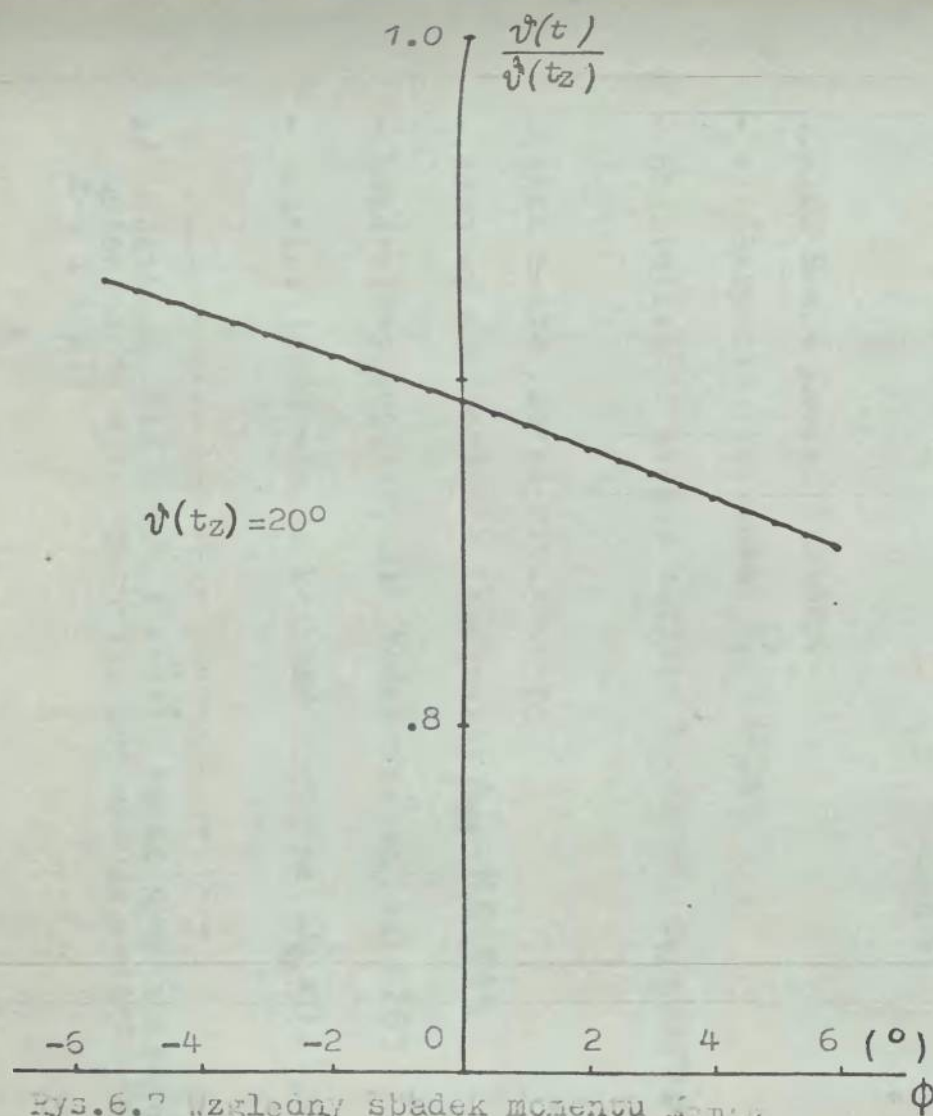
Dodatkowym stwierdzeniem przemawiającym za przyjęciem uproszczonej zależności jest fakt, że kąty kołysań bocznych statku poprawnie stabilizowanego są niewielkie. Niewielki jest w związku z tym wpływ dolnego kanału łączącego na ściśłość przestrzeni powietrznych, który uwzględnia dokładna zależność /2.50/.

Potwierdzeniem tego rozumowania są wyniki eksperymentu symulacyjnego opartego o zależność /2.50/. Założono tu liniową zmianę kąta kołysań bocznych statku w granicach - 6° do $+6^\circ$.

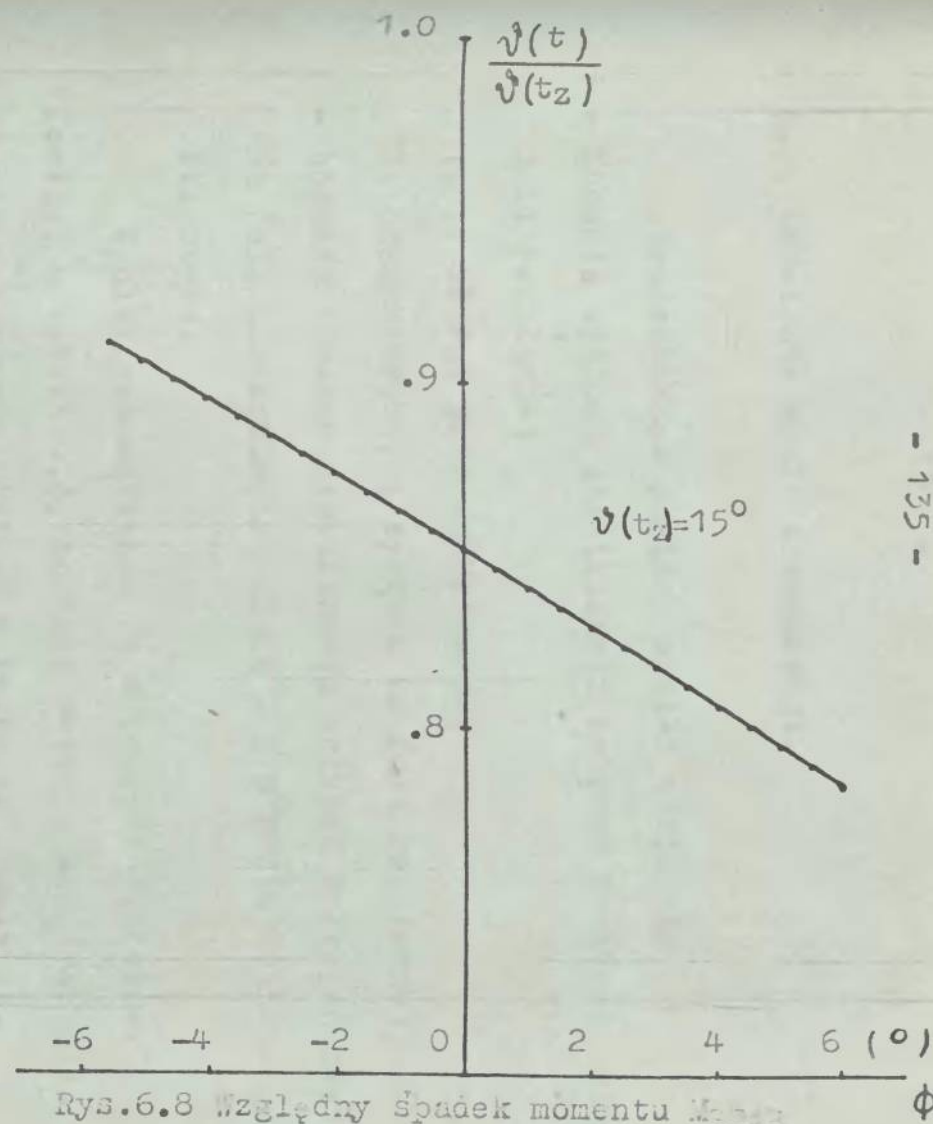
Wyniki ilustrują rysunki 6.7 i 6.8. Uzyskuje się dostatecznie dobrą zgodność z wynikami, z rysunku 6.5, aby decyzję o uwzględnieniu zależności uproszczonej /2.47/ uznać za słuszną, ze względu na cel nadrzędny, którym jest znalezienie sterowania zbiornikiem aktywowanym.

1

x/ Sposób uwzględnienia ściśłości przestrzeni powietrznych zostanie wyjaśniony bezpośrednio przed prezentacją wyników w punkcie 6.5.3.



Rys.6.7 Względny spadek momentu M_{STAB}
w funkcji kąta przechyłu bocznego
statku ϕ / $s_p=3.0$ m/



Rys.6.8 Względny spadek momentu M_{STAB}
w funkcji kąta przechyłu bocznego
statku ϕ / $s_p=3.0$ m/

6.5. Omówienie wyników symulacji.

Prezentowane poniżej wyniki obejmują:

- badania systemu stabilizacji kołysań bocznych statku na fali regularnej
 1. przebiegi prób wychyłowych,
 2. charakterystyki systemu na fali regularnej,
- badania systemu stabilizacji kołysań bocznych statku na fali nieregularnej dla 6°B i 8°B dla Północnego Atlantyku.

Wyniki prezentowane są w postaci wykresów.^{x/}
Poniżej, w tabeli 6.3, zostały zebrane współczynniki modeli matematycznych użytych w procesie symulacji.

TABELA 6.3

STATEK B-424 /model liniowy/

- współczynnik tłumienia: $\beta_{\phi\phi}^* = 0.06$
- częstotliwość własna kołysań bocznych: $\omega_{\phi_0} = 0.4724 \text{ s}^{-1}$

STATEK B-424 /model nieliniowy/

- liniowy współczynnik tłumienia: $\beta_{\phi\phi} = 0.01885$
- kwadratowy współczynnik tłumienia: $w_{\phi\phi} = 0.4263$
- częstotliwość własna kołysań bocznych: $\omega_{\phi_0} = 0.4724 \text{ s}^{-1}$

x/ Dodatkowo zależności i wyniki badań symulacyjnych, nie umieszczone w tym punkcie, prezentują załączniki Z-I i Z-II.

ZBIORNIK AKTYWIZOWANY W STANIE PASYWNYM

- współczynnik tłumienia kołysań
cieczy w zbiorniku: $\beta_{vv} = 0.2$
- częstotliwość własna kołysań
cieczy w zbiorniku: $\omega_{v0} = 1.03 \text{ s}^{-1}$

ZBIORNIK PASYWNY /poprawnie dostrojony/

- współczynnik tłumienia kołysań
cieczy w zbiorniku: $\beta_{vv} = 0.2$
- częstotliwość własna cieczy
w zbiorniku: $\omega_{v0} = 0.5007 \text{ s}^{-1}$
- charakterystyka statyczna: $\varphi_{sr} = 4^\circ$

WSPÓŁCZYNNIKI SPRZĘŻEŃ STATEK - ZBIORNIK

/identyczne dla zbiornika aktywizowanego i pasywnego/

- współczynnik ujmujący wpływ powierzchni
swobodnej zbiornika: $\Gamma = 0.139$
- współczynnik sprzężenia inercyjnego: $s = 0$

ZBIORNIK AKTYWIZOWANY W STANIE ZALROZENIA

- współczynnik tłumienia kołysań cieczy
w zbiorniku: $\beta_{vv}^z = 1$
- charakterystyka statyczna: $\varphi_{sr} = 4^\circ$
- kąt nasycenia zbiornika / równy dla zbiornika aktywizo-
wanego i pasywnego/:

$$\psi_N = 30^\circ$$

6.5.1. Symulacja próby wychyłowej kołysań bocznych.

Próba wychyłowa należy do najczęściej wykonywanych eksperymentów w badaniach symulacyjnych i modelowaniu fizycznym kołysań bocznych statku.

Polega ona na statycznym wychyleniu kadłuba statku o określony kąt, a następnie na obserwacji kołysań bocznych po skokowym zdjęciu momentu wychylającego.^{x/}

W teorii regulacji próbie wychyłowej kołysań bocznych statku odpowiada odpowiedź skokowa elementu /układu/.

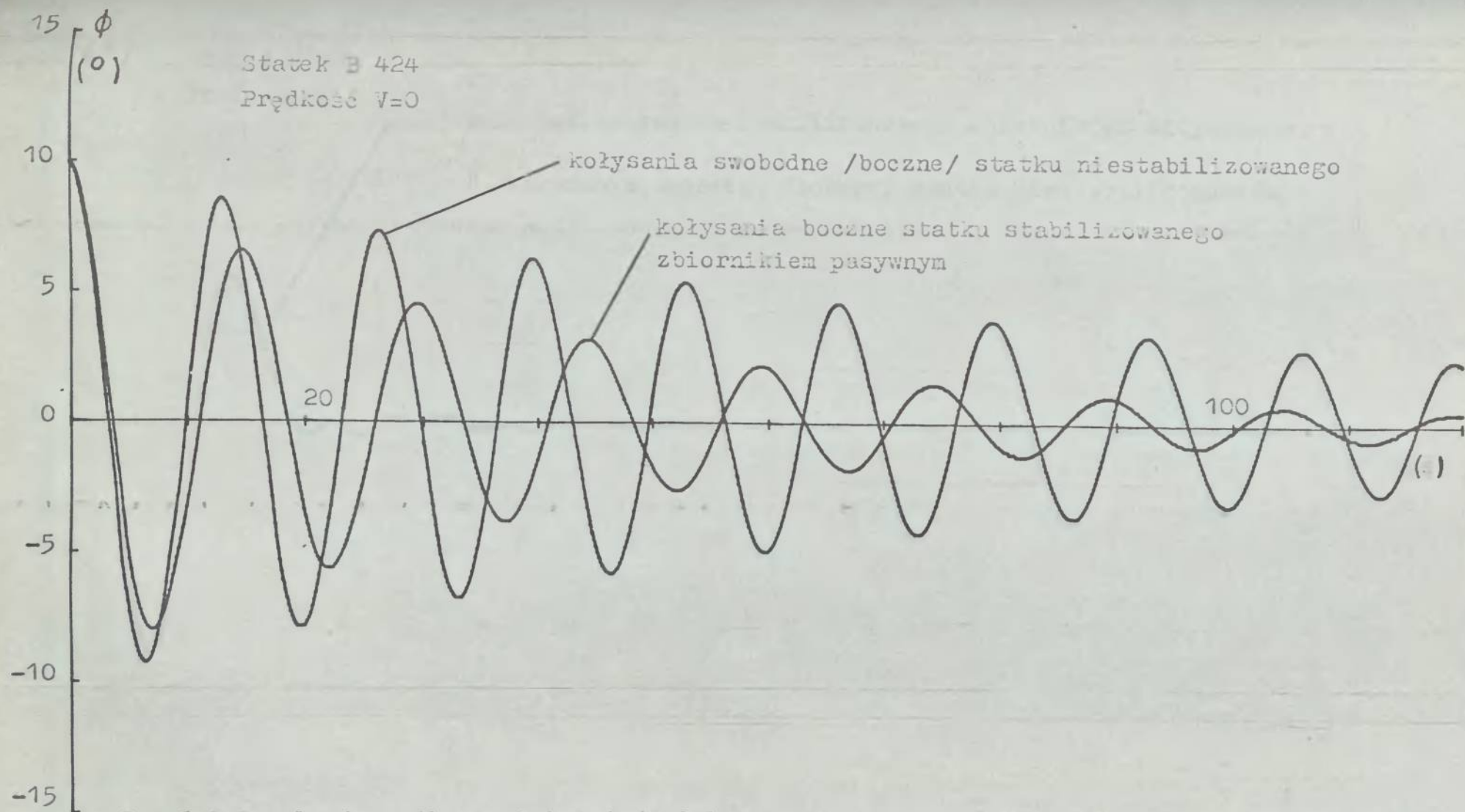
Rysunek 6.9. przedstawia wyniki symulacji próby wychyłowej 10 - cio stopniowej dla statku niestabilizowanego /swobodne kołysanie boczne/ oraz dla statku stabilizowanego prawidłowo dostrojonym zbiornikiem pasywnym.

Na rysunku tym widać prawidłowe działanie stabilizujące zbiornika pasywnego w stosunku do swobodnych kołysań bocznych statku niestabilizowanego.

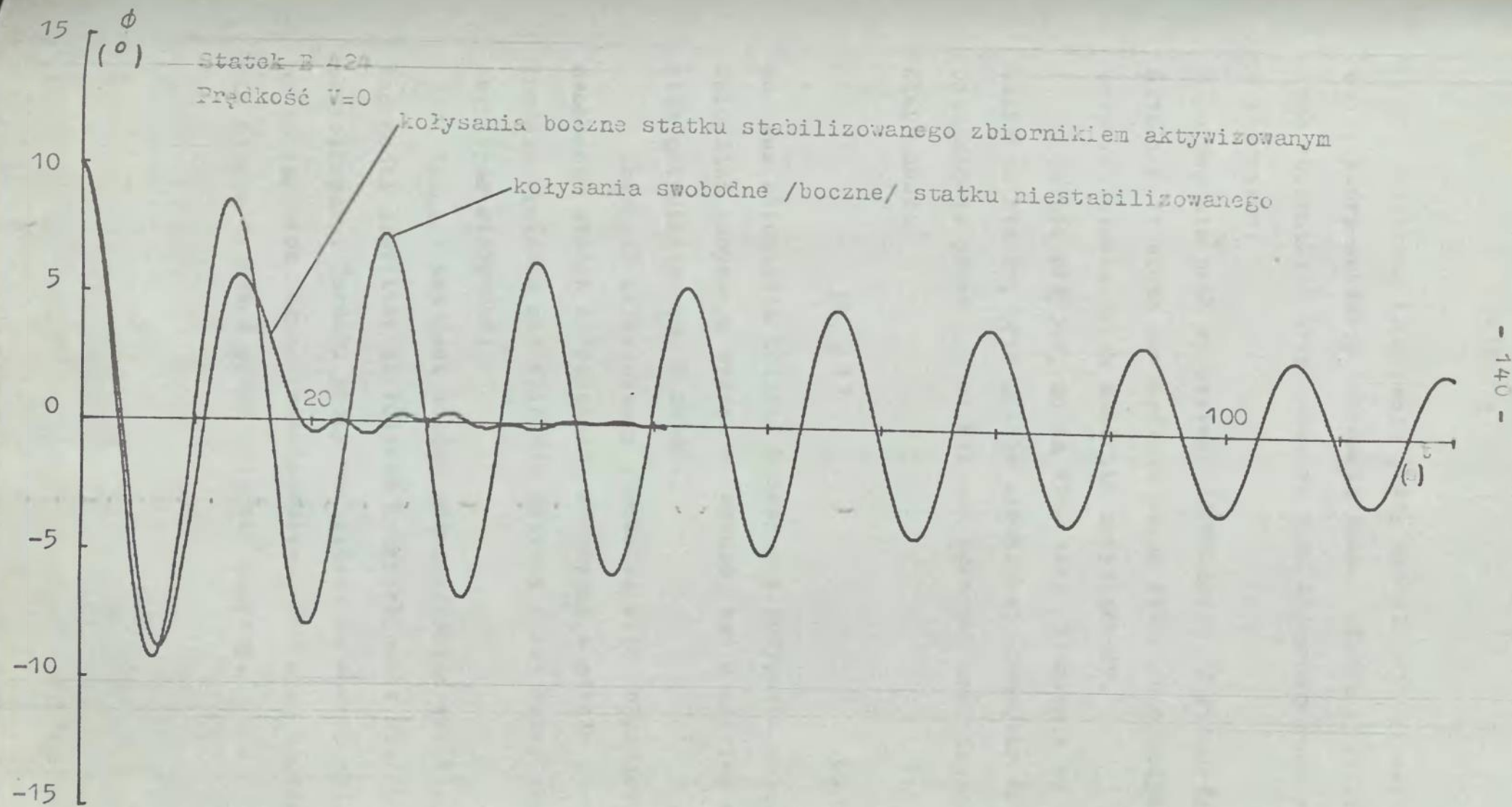
Rysunek 6.10 ilustruje wyniki symulacji próby wychyłowej statku stabilizowanego zbiornikiem aktywizowanym. Dla porównania na rysunku 6.10 pokazano również przebieg swobodnych kołysań bocznych statku niestabilizowanego.

Nastawy struktury predykcijnej PDD_2 dobrano dla próby wychyłowej posługując się opisanym wyżej symulatorem. Próba wychyłowa pokazana na rysunku 6.10 przeprowadzona została dla znalezionych, optymalnych nastaw struktury predykcijnej: $P = 2.4$, $D = 5.6$, $D_2 = 0.8$

x/ Patrz również punkt 5.1.



Rys 6.9 Symulacja próby wychyłowej /model matematyczny bez uwzględnienia kołysań burtowych/



Rys 6.10 Symulacja próby wychyłowej /model matematyczny bez uwzględnienia kołysań burtowych/

Dodatkową ilustrację próby wychyłowej stanowi rys. 6.11, który pokazuje kołysania boczne statku stabilizowanego zbiornikiem aktywizowanym oraz sterowany ruch cieczy w zbiorniku.

Z porównania prób wychyłowych pokazanych na rysunkach 6.9, 6.10 i 6.11 widać szczególnie silne stłumienie kołysań bocznych statku przez zbiornik aktywizowany.

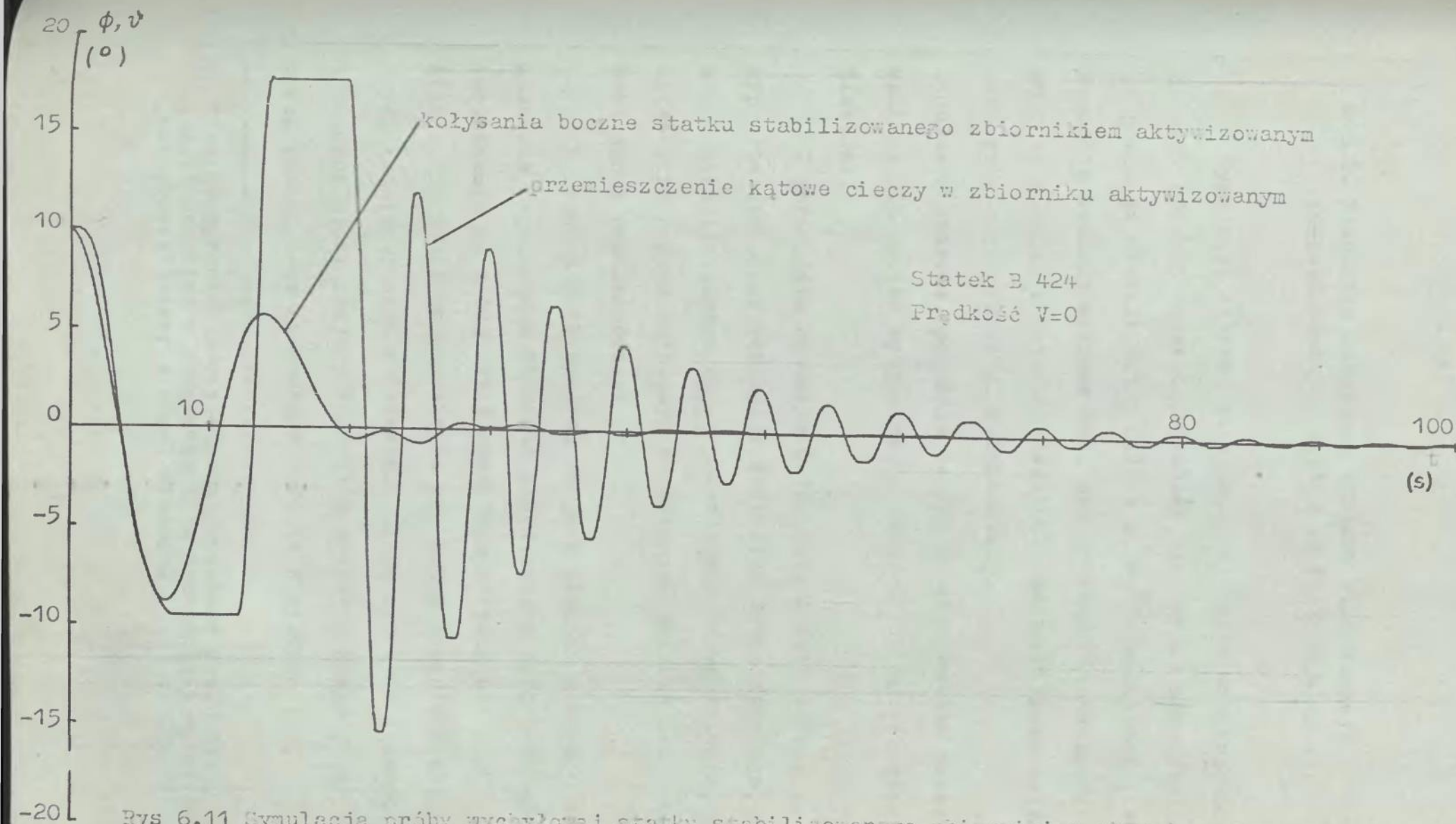
Jeżeli przyjąć, że za skuteczne stłumienie kołysań bocznych statku, przy próbie wychyłowej, uznajemy trwałe osiągnięcie przez statek kołysań bocznych spełniających nierówność:

$$|\phi| \leq 1^\circ \quad (6.11)$$

to czas stłumienia kołysań bocznych w przypadku użycia zbiornika pasywnego wynosi 90 sekund, zaś z użyciem zbiornika aktywizowanego 18 sekund.

Zbiornik aktywizowany sprowadza więc kołyszący się swobodnie statek do położenia równowagi w czasie 5 - cio krotnie krótszym niż zbiornik pasywny o tej samej charakterystyce statycznej

Wniosek ten jest dobrym potwierdzeniem wysokiej skuteczności stabilizacji kołysań bocznych przez zbiornik aktywizowany. Warunki próby wychyłowej są bowiem zbliżone do warunków kołysań rezonansowych, które są szczególnie silnie tłumione przez zbiornik pasywny.



Rys 6.11 Symulacja próby wychyłowej statku stabilizowanego zbiornikiem aktywowanym
 /model matematyczny bez uwzględnienia kołysań burtowych/

6.5.2. Symulacja działania systemu stabilizacji kołysań bocznych statku na fali regularnej.

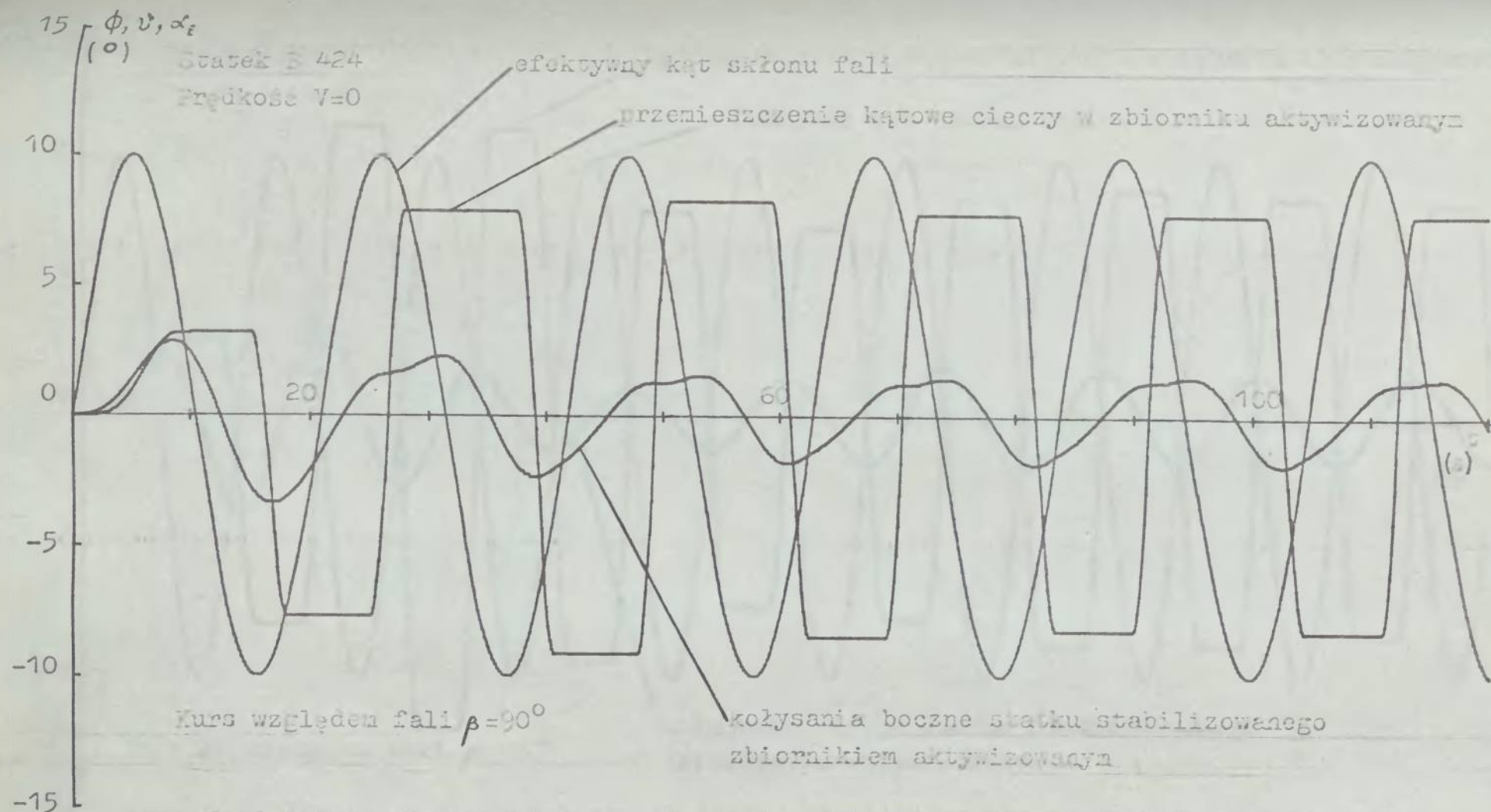
Symulację czasową działania zbiornika aktywizowanego przy różnych częstotliwościach wymuszenia harmonicznego pokazują rysunki 6.12, 6.13 i 6.14.^x Częstotliwości wymuszenia zostały wybrane tak, aby pokazać działanie systemu przy niskich i wysokich częstotliwościach wymuszenia oraz przy częstotliwości rezonansowej.

Symulacja czasowa, pokazana na rysunkach, została przeprowadzona dla nastaw optymalnych, różnych dla każdej częstotliwości.

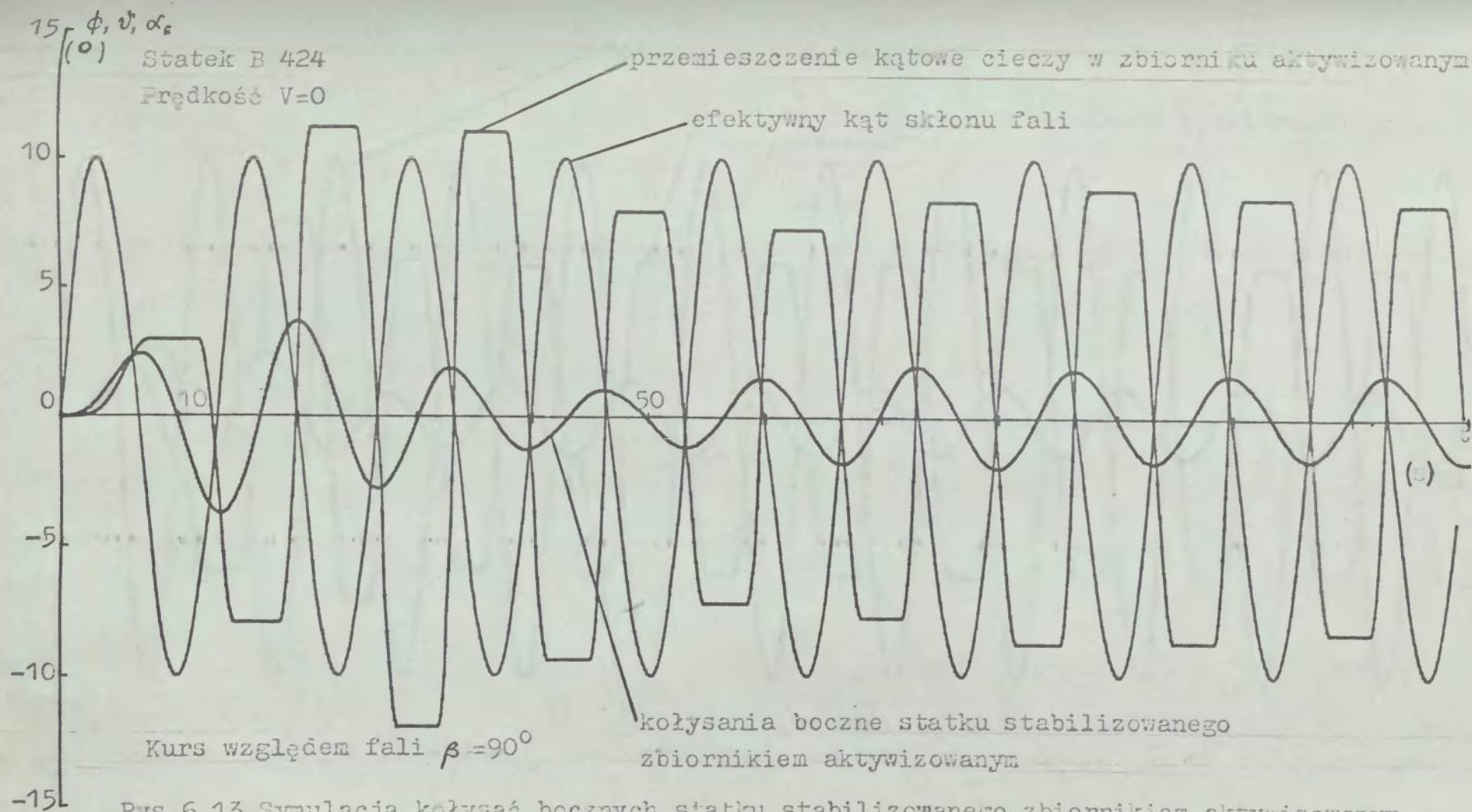
Z porównania rysunków 6.12, 6.13 i 6.14 widać, że wypracowanie przez regulator zbiornika aktywizowanego, momentu stabilizującego M_{STAB} przeciwnego do wymuszenia, możliwe jest / przy założonym sterowaniu / jedynie dla częstotliwości rezonansowej.

Z rysunku 6.12 wynika, że przy długich okresach wymuszenia regularnego zbiornik aktywizowany wprowadza odkształcenie od sinusoidy w przebiegu kołysań bocznych statku. Dochodzi do pojawienia się w tym przebiegu wyższych częstotliwości składowych. Wiąże się to z faktem, że moment stabilizujący zbiornika aktywizowanego jest przez pewien czas skierowany zgodnie z wymuszeniem.

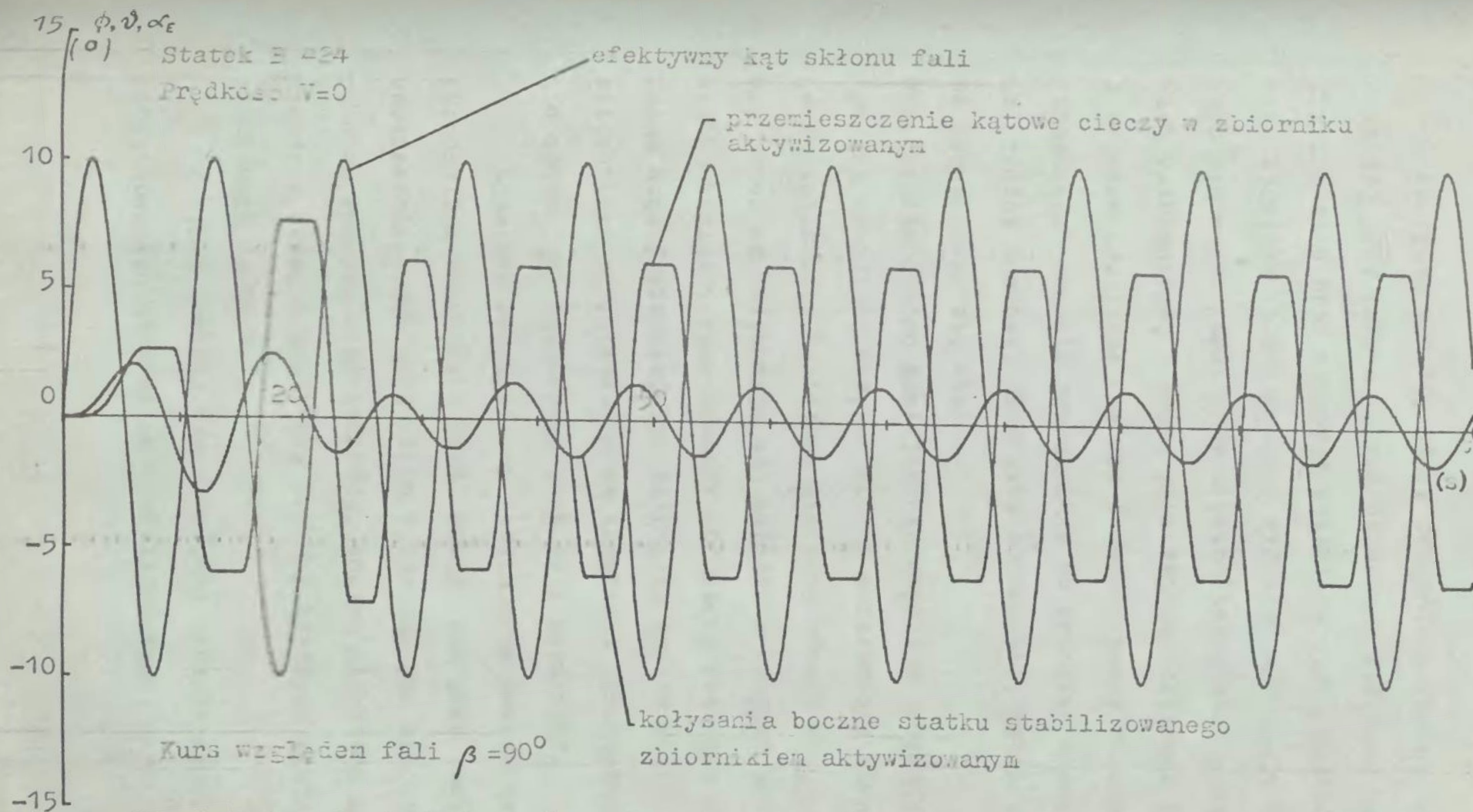
x/ W celu poprawienia czytelności rysunków 6.12, 6.13 i 6.14 przebieg efektywnego kąta skłonu fali α_e/t nie jest przedstawiony w skali rzędnych.



Rys 6.12 Symulacja kołysań bocznych statku stabilizowanego zbiornikiem aktywizowanym na fali regularnej /amplituda efektywnego kąta skłonu fali $\alpha_A=1.5^\circ$, częstotliwość fali $\omega = .3$ rd/sek /



Rys 6.13 Symulacja kołysań bocznych statku stabilizowanego zbiornikiem aktywizowanym
 na fali regularnej /amplituda efektywnego kąta skłonu fali $\alpha_A = 1.5^\circ$,
 częstotliwość fali $\omega = .4724$ rd/sek /



Rys 6.14 Symulacja kołysań bocznych statku stabilizowanego zbiornikiem aktywizowanym
 na fali regularnej /amplituda efektywnego kąta skłonu fali $\alpha_A = 1.5^\circ$,
 częstotliwość fali $\omega = 0.6$ rd/sek /

Na rysunku 6.13, który prezentuje wyniki symulacji czasowej przy falowaniu rezonansowym, widać modulację kołysań statku oraz cieczy w zbiorniku niską częstotliwością. Zjawisko to szczególnie wyraźnie występuje w warunkach rezonansu / oraz przy częstotliwościach bardzo bliskich rezonansowej / wobec przeciwnego działania zbiornika i wymuszenia. wiąże się ono z zasadą pracy zbiornika aktywowanego. Energia pozwalająca na przepływ cieczy z jednej części burtowej zbiornika do drugiej, pobierana jest od kołyszącego się statku.

W przypadku dużego zmniejszenia amplitud kołyszącego się kadłuba amplituda kołysań cieczy w zbiorniku również ulega zmniejszeniu. Zmniejsza się więc moment M_{STAB} zbiornika, przez co zwiększają się amplitudy kołysań bocznych statku. Opisany ciąg zjawisk wprowadza widoczną modulację. Można więc powiedzieć, że kołysania boczne statku ze zbiornikiem aktywowanym są drganiami ograniczonymi, ale nie można ich rozpatrywać jako cykl graniczny.

Zjawisko modulacji występuje przy wszystkich częstotliwościach wymuszenia regularnego, ale poza obszarem okołorezonansowym jest słabo widoczne. Nie wprowadza ono również żadnych niedogodności, bowiem głębokość modulacji nie jest duża, a amplitudy kołysań bocznych statku stabilizowanego są małe.

Opisane powyżej zjawisko jest charakterystyczne dla aktywowanych zbiorników stabilizujących.

Przedstawione rysunki również mają charakter ilustracyjny. Pozwalają bowiem na zorientowanie się w klasie zagadnienia.

Pełną informację o systemie można uzyskać wyznaczając zależność:

$$\left. \frac{\phi}{\alpha_A} = f(\omega) \right|_{\alpha_A = \text{const}} \quad (6.12)$$

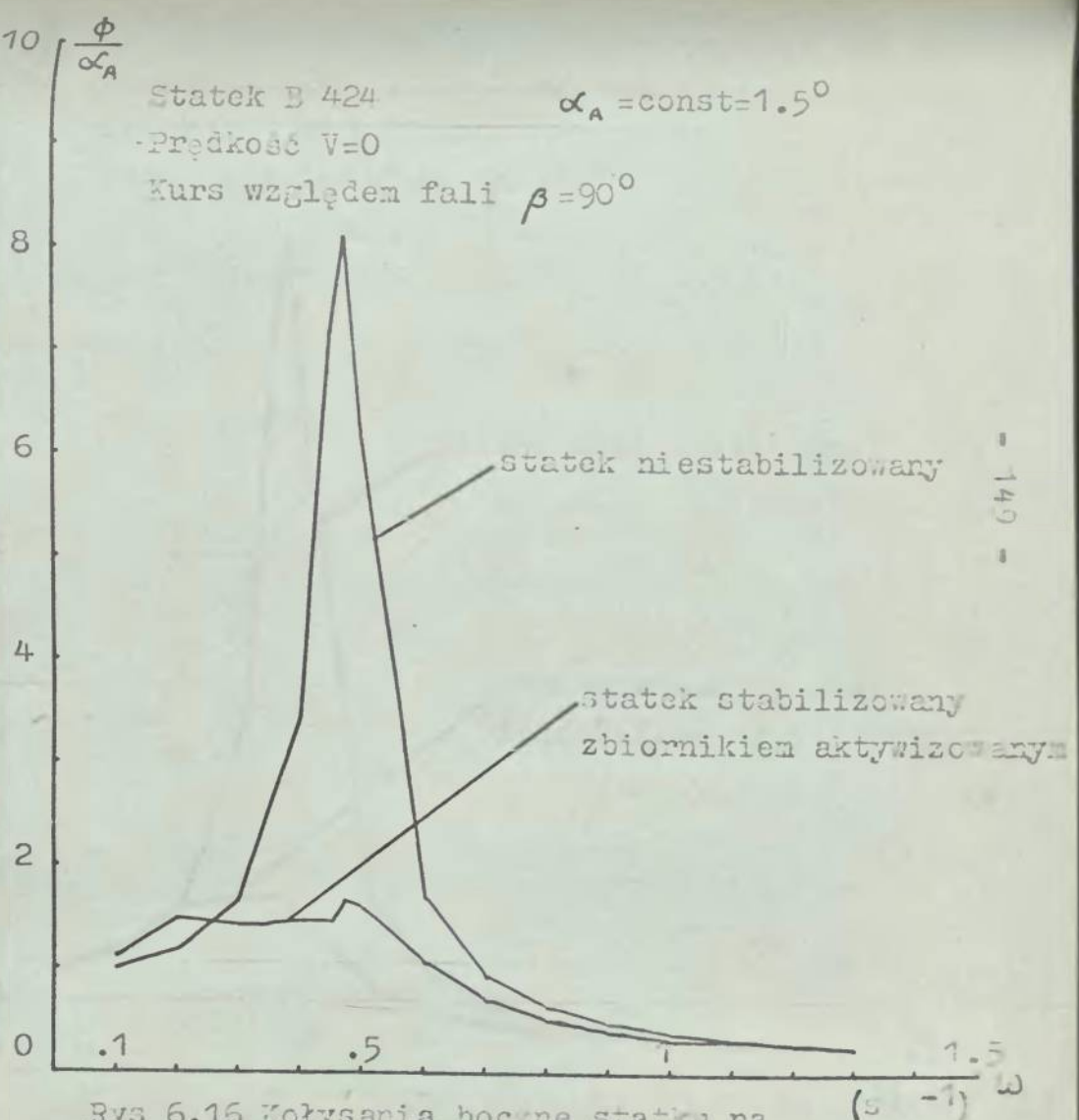
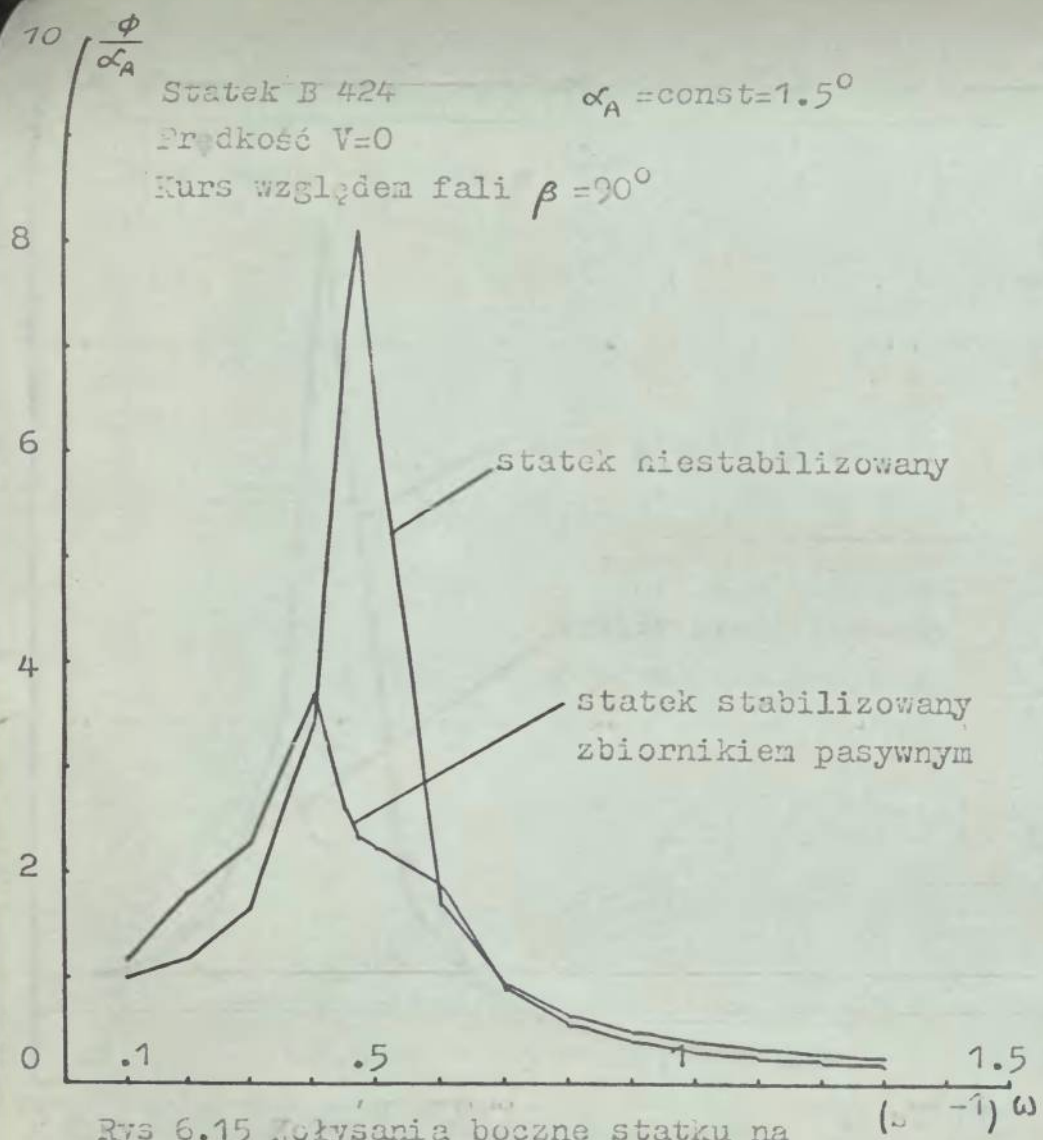
dla całego zakresu częstotliwości wymuszenia sinusoidalnego charakteryzującego pełny zakres częstotliwości zawartych w falowaniu rzeczywistym.

Obliczenia pozwalające na uzyskanie charakterystyk /6.12/ wykonano dla nieliniowego modelu kołysań bocznych statku przy następujących warunkach:

- czas realizacji jednego przebiegu symulacji - 3000 sekund,
- krok całkowania metodą Rungego-Kutty 4 rzędu -
- 0.2 sekundy,
- dla każdej wartości częstotliwości wymuszenia prowadzono optymalizację struktury predykcyjnej w przypadku symulacji pracy systemu ze zbiornikiem aktywowanym,
- obliczenia wykonano dla obu modeli matematycznych / uwzględniającego i zaniedbującego wpływ kołysań burtowych/ równolegle.

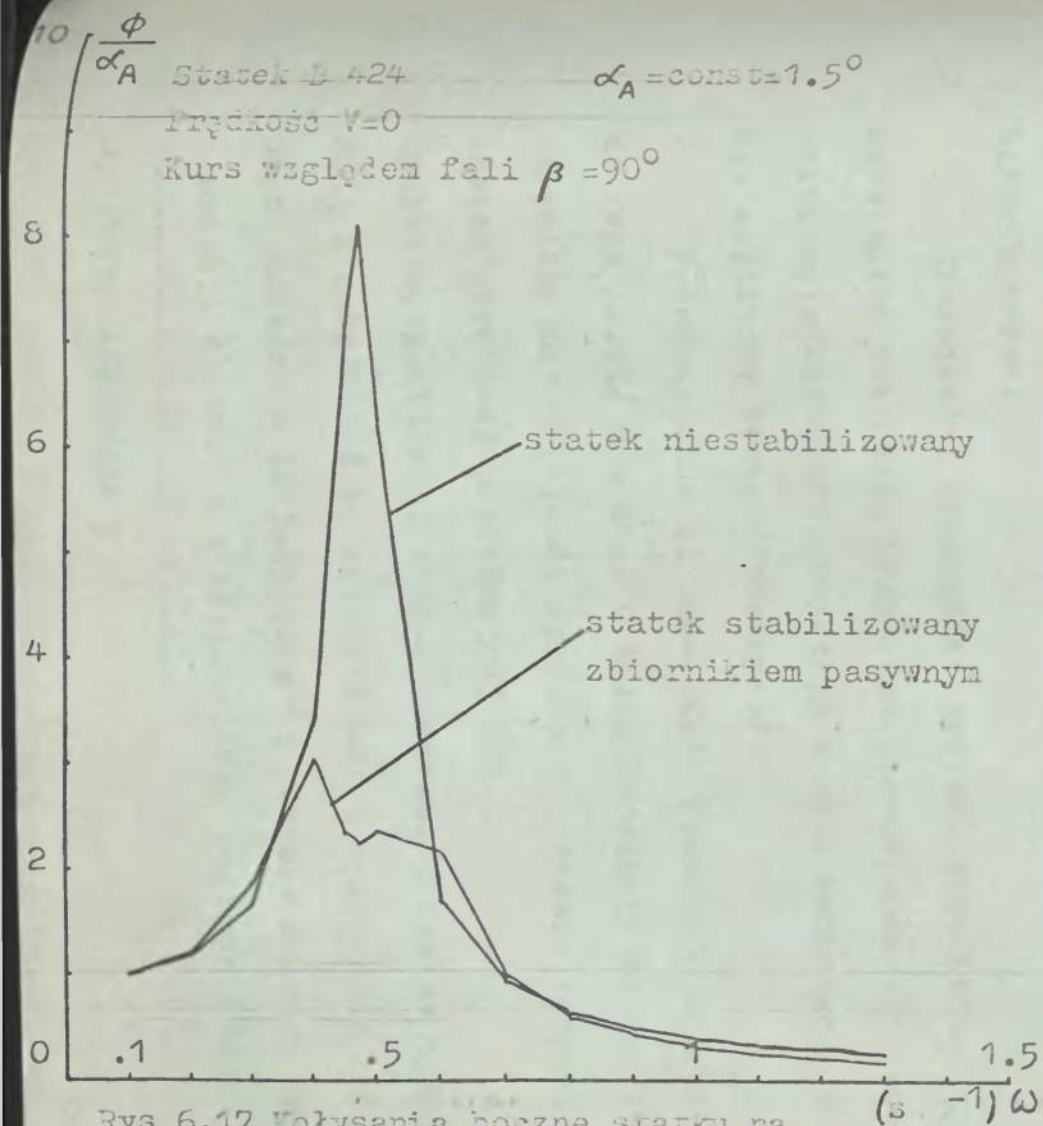
Wyniki prezentują rysunki 6.15 do 6.18.

Rysunki 6.15 i 6.16 przedstawiają odpowiednio charakterystyki postaci /6.12/ dla statku stabilizowanego zbiornikiem pasywnym i zbiornikiem aktywowanym. Na obu rysunkach,

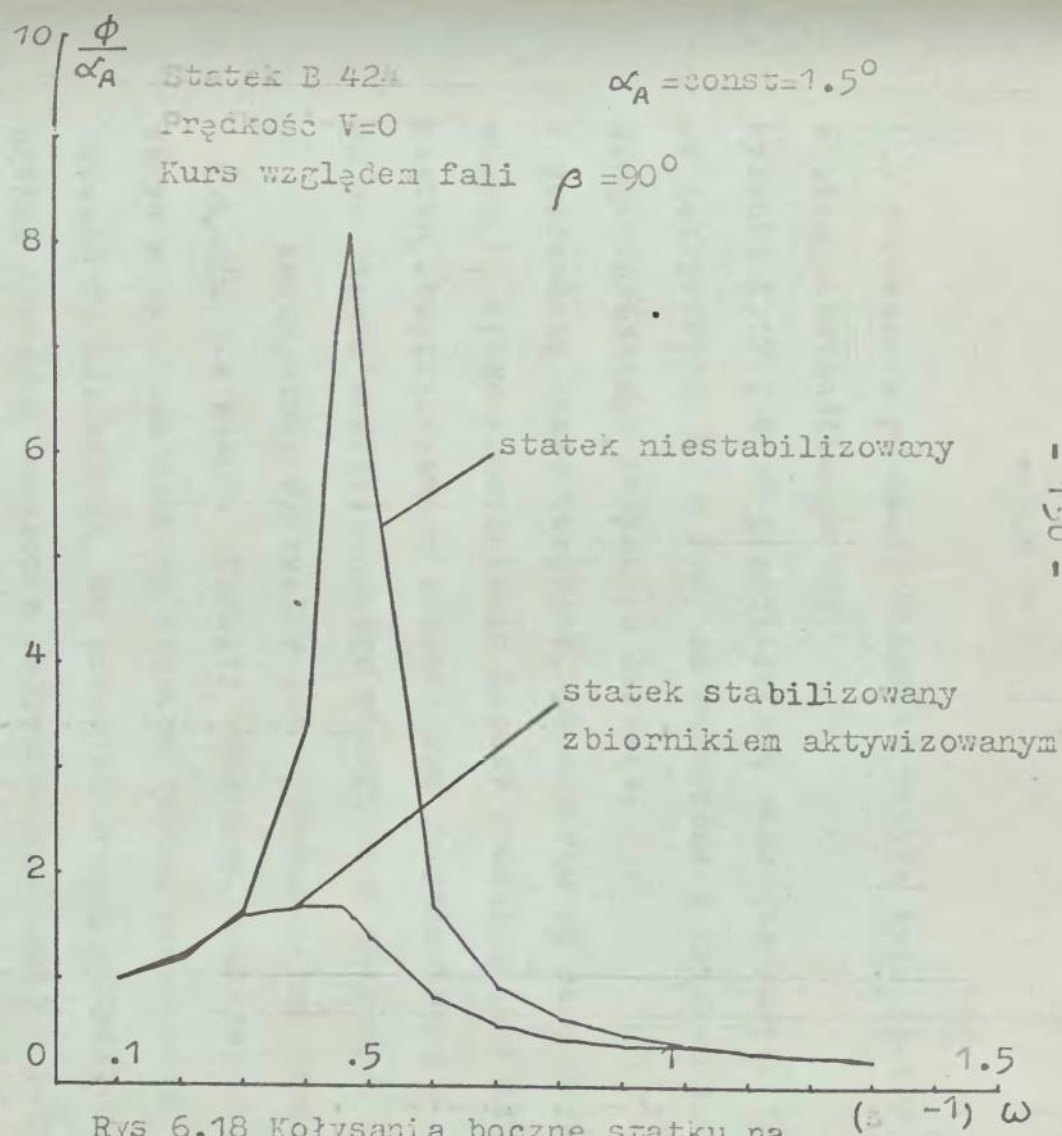


Rys 6.15 Kołysania boczne statku na fali regularnej /model matematyczny bez uwzględnienia kołysan burtowych/

Rys 6.16 Kołysania boczne statku na fali regularnej /model matematyczny bez uwzględnienia kołysan burtowych/



Rys 6.17 Kołysania boczne statku na
 fali regularnej /model matematyczny
 z uwzględnieniem kołysań burtowych/



Rys 6.18 Kołysania boczne statku na
 fali regularnej /model matematyczny
 z uwzględnieniem kołysań burtowych/

dla porównania pokazano charakterystykę typu /6.12/ dla statku niestabilizowanego.

Rysunki 6.17 i 6.18 przedstawiają charakterystyki identyczne jak poprzednie, z tym, że obliczone z użyciem modelu uwzględniającego kołysania burtowe.

Z porównania charakterystyk, pokazanych na powyższych rysunkach, widać zdecydowanie lepszy przebieg charakterystyk statku stabilizowanego zbiornikiem aktywizowanym w stosunku do statku stabilizowanego zbiornikiem pasywnym.

Szczególnie korzystny jest przebieg charakterystyki $\phi/\alpha_A = f(\omega)$ dla statku stabilizowanego zbiornikiem aktywizowanym w zakresie niskich częstotliwości wymuszenia.

Pozwala to wnioskować, że praca zbiornika aktywizowanego będzie poprawna również w przypadku falowania z sektorów baksztagowych.

Właściwości dynamiczne systemu stabilizacji z wykorzystaniem zbiornika pasywnego powodują zwykle konieczność wyłączenia zbiornika pasywnego w tych warunkach/ zwiększenie amplitudy kołysań bocznych/.

Przedstawione na omówionych rysunkach charakterystyki typu /6.12/ dla statku stabilizowanego zbiornikiem aktywizowanym otrzymane zostały w procesie optymalizacji nastaw struktury predykcyjnej PDD_2 .

Wyniki optymalizacji ukazują zmienność nastaw optymalnych PDD_2 w zależności od częstotliwości wymuszenia harmonicznego. Zmienność ta jest duża^{x/} i pozwala sądzić, że w eksploatacji zbiornika aktywizowanego potrzebne będzie

x/ Patrz załącznik Z-I

zastosowanie adaptacji nastaw struktury predykcijnej.

W związku z tym wykonano eksperyment polegający na obliczeniu charakterystyki $\phi/\alpha_A = f(\omega)$ dla stałych nastaw struktury PDD_2 .^{x/} Przyjęto do obliczeń nastawy struktury predykcijnej optymalne dla częstotliwości rezonansowej.

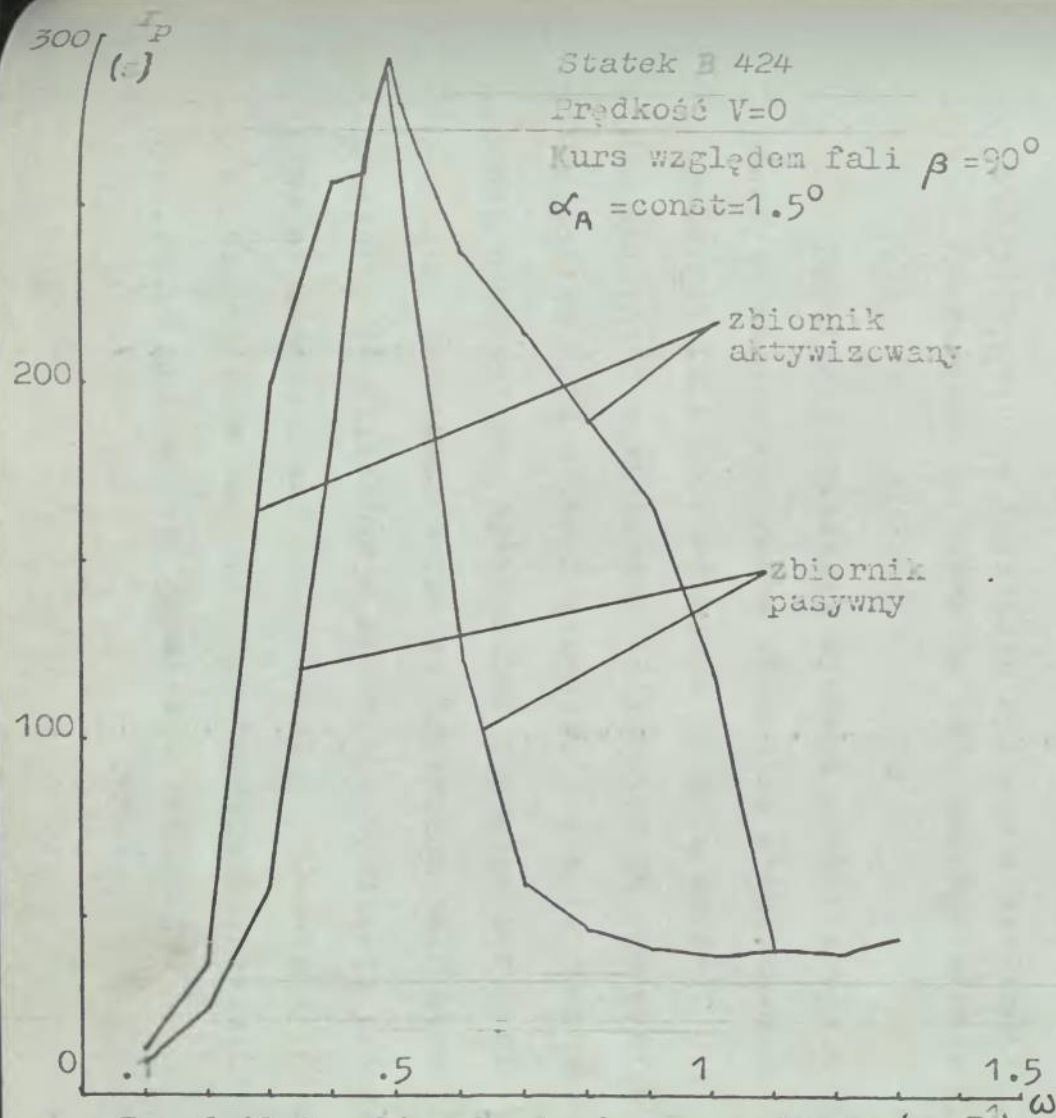
Wyniki uzyskane przy stałych nastawach struktury PDD_2 potwierdzają tezę o mniejszej skuteczności zbiornika aktywizowanego sterowanego bez adaptacji. Różnice w przebiegu charakterystyk nie są jednak duże. Tak sterowany zbiornik aktywizowany lepiej tłumi kołysania boczne statku niż zbiornik pasywny /dla całego zakresu częstotliwości/.

Charakterystyka $\phi/\alpha_A = f(\omega)$ została również przebadana pod kątem zależności od wartości efektywnego kąta skłonu fali. Komplet obliczeń /dla obu modeli matematycznych/ przeprowadzono przy wartości $\alpha_A = \text{const} = 1.5^\circ$. Badania przy użyciu modelu uwzględniającego wpływ kołysań burtowych przeprowadzono również dla $\alpha_A = \text{const} = 3^\circ$.^{x/} Wyniki wykazują nieznaczne zmiany optymalnych nastaw struktury PDD_2 w stosunku do nastaw uzyskanych przy $\alpha_A = 1.5^\circ$.

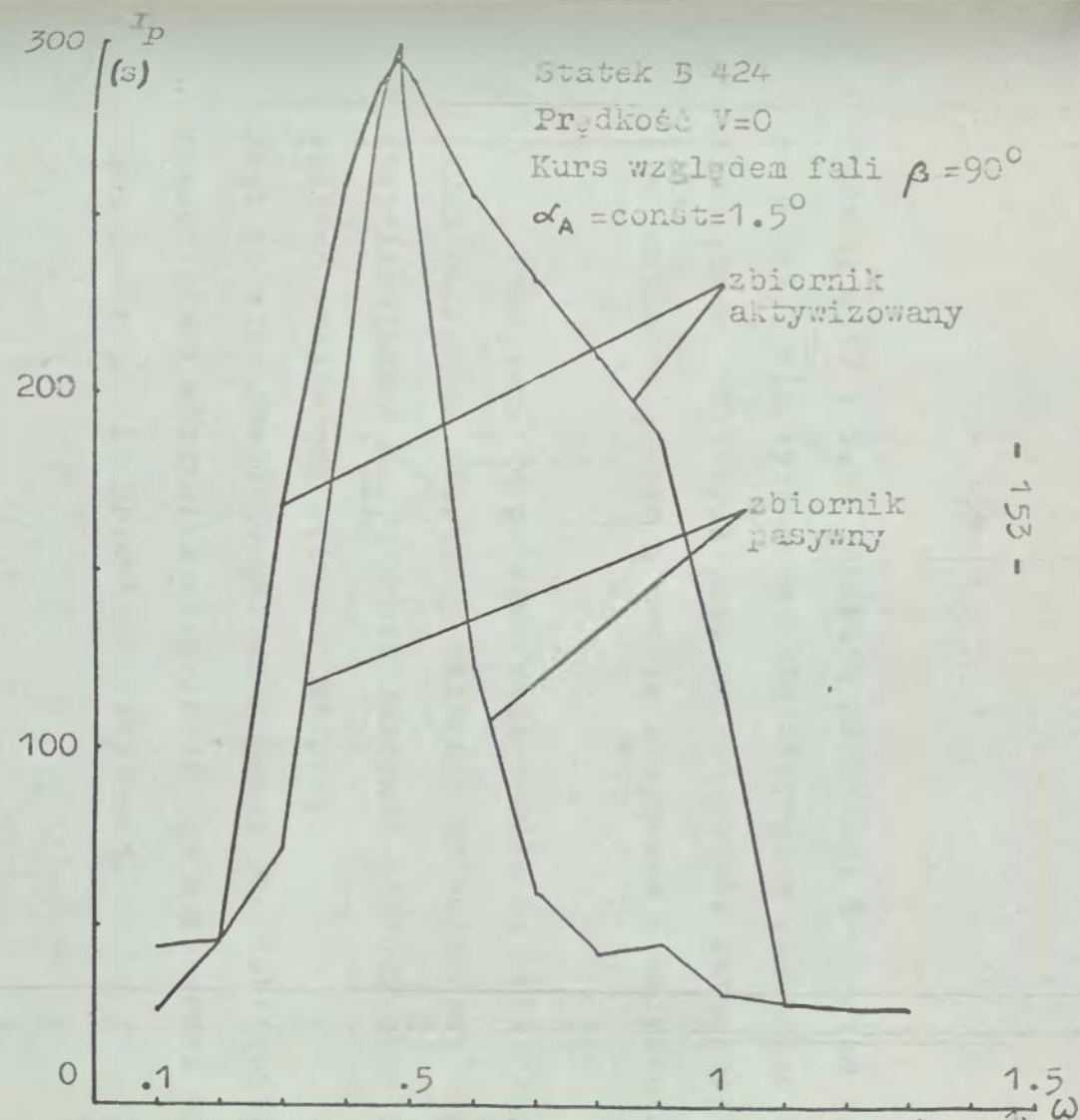
Pozwala to wnioskować / ze względu na małą ilość prób dość ostrożnie/ o małej zależności optymalnych nastaw struktury PDD_2 od amplitudy kąta skłonu fali α_A .

Niewielkie są również zmiany kryterium przeciwnego działania I_p .

x/ Patrz załącznik Z-I



Rys 6.19 Przebieg kryterium przeciwnego (s^{-1}) ω
działania na fali regularnej /model
matem. bez uwzględnienia kołysań burtowych/



Rys 6.20 Przebieg kryterium przeciwnego (s^{-1}) ω
działania na fali regularnej /model
matem. z uwzględnieniem kołysań burtowych/

Rysunki 6.19 i 6.20 pokazują przebiegi kryterium przeciwnego działania wyznaczone dla zbiornika pasywnego i aktywizowanego, obliczone przy użyciu modeli matematycznych - nie uwzględniającego i uwzględniającego - kołysania burto-we.

Przebiegi te potwierdzają możliwość wytwarzania przez poprawnie sterowany zbiornik aktywizowany momentu stabilizującego M_{STAB} przez znacznie dłuższy czas niż prawidłowo dostrojony zbiornik pasywny. Jest to więc dowód poszerzenia pasma częstotliwości efektywnej pracy zbiornika aktywizowanego w stosunku do prawidłowo dostrojonego zbiornika pasywnego.

6.5.3. Symulacja działania systemu stabilizacji kołysań bocznych na fali nieregularnej.

Symulacja działania systemu stabilizacji kołysań bocznych statku za pomocą zbiornika aktywizowanego na nieregularnej fali bocznej miała na celu sprawdzenie działania zbiornika w warunkach zbliżonych do rzeczywistych. Prowadzona była w dwóch etapach. W etapie początkowym prowadzono wstępną optymalizację nastaw struktury predykcyjnej na podstawie wartości kryterium całkowego /6.1/. Kryterium to obliczono w oparciu o symulację procesu przy skróconym czasie obserwacji / 300 sekund/, zachowując jednocześnie całkowitą powtarzalność nieregularnego wymuszenia dla każdego przebiegu symulacji.

Etap drugi polegał na dokładnym przeszukaniu wstępnie określonego obszaru nastaw optymalnych. Czas symulacji pojedynczego przebiegu wydłużono do 820 sekund. Dla znalezionego optymalnego rozwiązania dokonywano następnie obliczenia funkcji gęstości widmowej amplitud kołysań bocznych statku.

Ostatecznie więc warunki symulacji kołysań bocznych statku na fali nieregularnej można ująć w następujących punktach:

- czas realizacji jednego przebiegu symulacji -
 - 820 sekund,
- krok całkowania metodą Rungego-Kutty 4 rzędu -
 - 0.1 sekundy,
- czas próbkowania 0.8 sekundy,
- realizacja wymuszenia nieregularnego: suma 10-ciu składowych sinusoidalnych o losowo dobranych fazach /stałych dla całego procesu optymalizacji/.

W celach porównawczych, przy pomocy tego samego symulatora, prowadzono obliczenia kryterium całkowitego i funkcji widmowych dla statku niestabilizowanego oraz stabilizowanego zbiornikiem pasywnym. Warunki symulacji były identyczne, jak w przypadku badań zbiornika aktywowanego.

Badania prowadzono równolegle dla obu modeli matematycznych systemu zbiornikowego stabilizacji kołysań. Dla modelu uwzględniającego oddziaływanie kołysań

burtowych dokonano również badania wpływu ściśliwości przestrzeni powietrznych na pracę zbiornika aktywizowanego /przy optymalnych nastawach struktury predykcyjnej znalezionych podczas optymalizacji/.

Wyniki uzyskane w tak zorganizowanych eksperymentach zostaną przedstawione i omówione poniżej.^{x/}

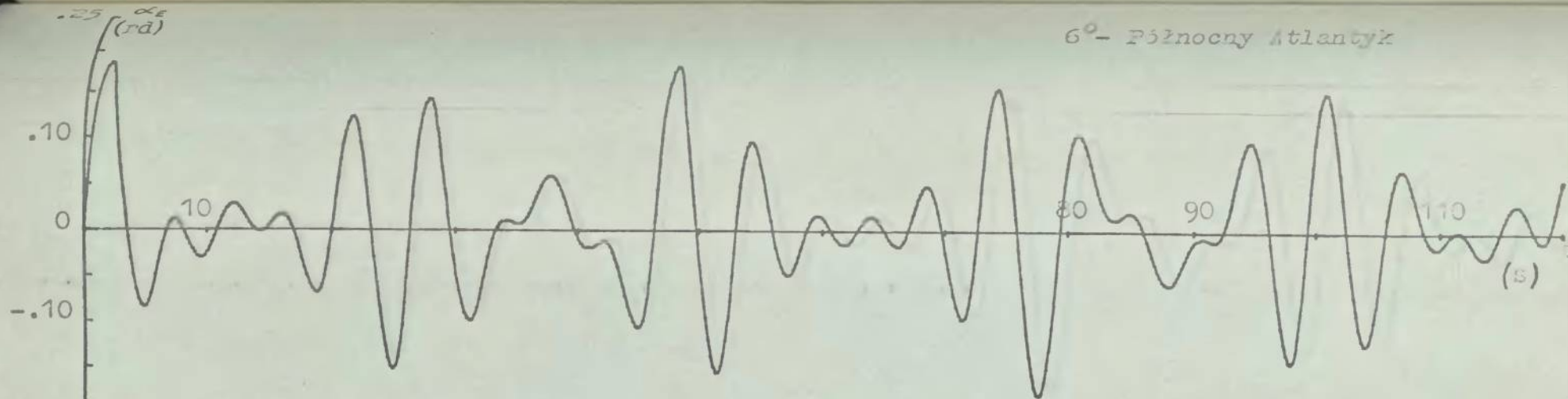
W celu ilustracji zagadnienia na rysunkach 6.21, 6.22, 6.23 przedstawiono przykładowe przebiegi symulacji kołysań bocznych dla statku niestabilizowanego, oraz stabilizowanego zbiornikiem pasywnym i aktywizowanym. Należy podkreślić, że ilustracje prezentowane na rysunkach 6.21 - 6.23 uzyskano przy pomocy uproszczonego symulatora cyfrowego zrealizowanego na maszynie cyfrowej HP 9820 A. Ze względu na małą pojemność tej maszyny zastosowano liniowe modele matematyczne obu stanów pracy systemu zbiornikowego oraz zredukowano do 5-ciu ilość składowych harmonicznych wymuszenia nieregularnego.

Tak więc nie należy wyciągać ogólnych wniosków z przebiegów prezentowanych na omawianych rysunkach, które mają przede wszystkim charakter ilustracyjny.

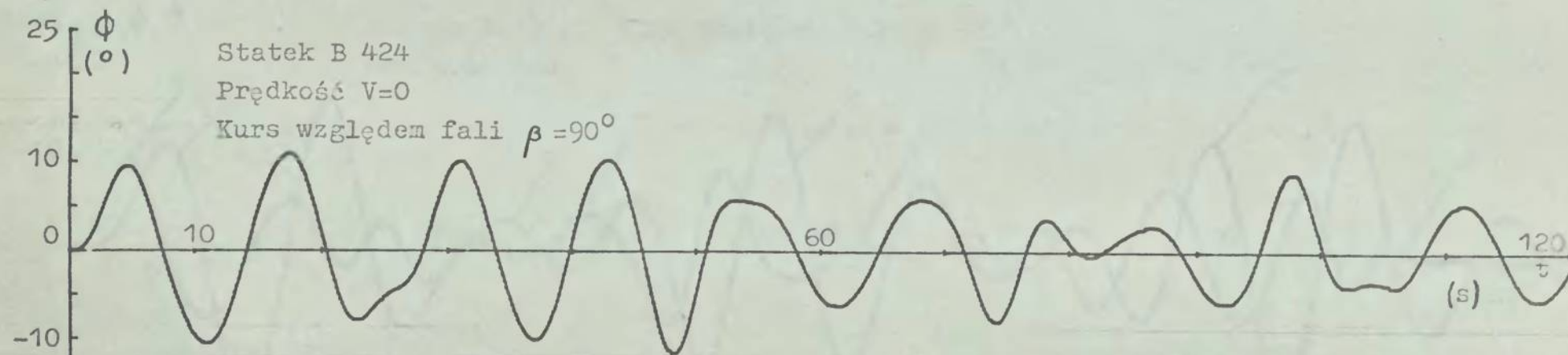
Wyniki uzyskane za pomocą pełnego symulatora cyfrowego obejmują symulację kołysań bocznych statku stabilizowanego i niestabilizowanego przy dwóch stanach morza: 6° i 8° dla Północnego Atlantyku.

Rysunek 6.24 przedstawia przebiegi widmowych funkcji kołysań bocznych uzyskane dla 6° przy modelu

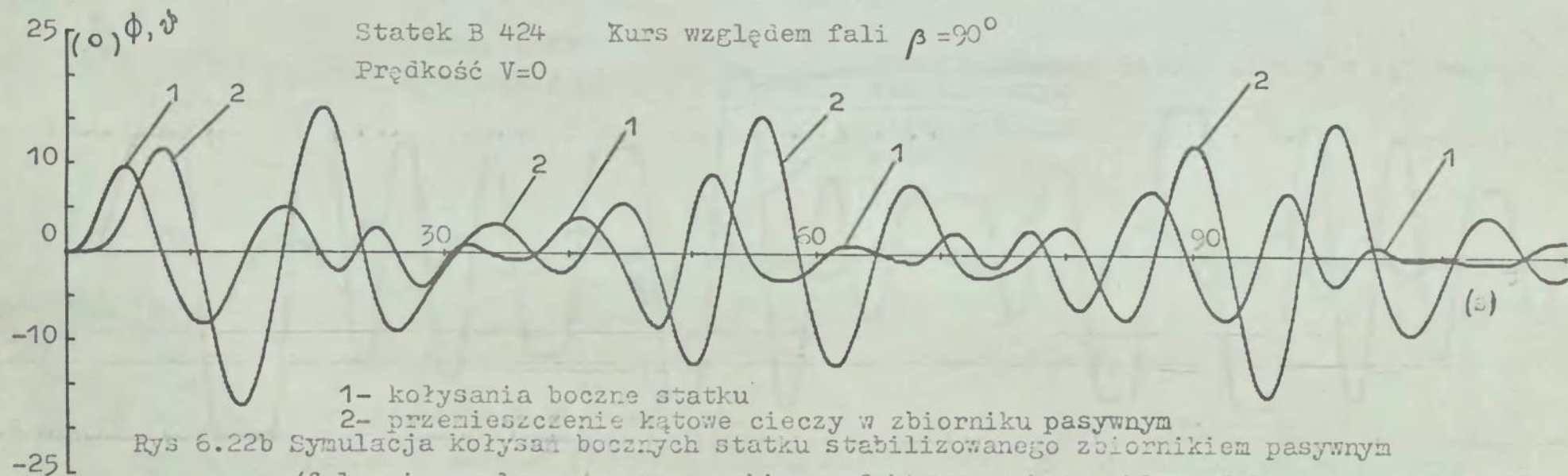
^{x/} Wyniki symulacji, które nie są prezentowane w tym rozdziale /ze względu na przejrzystość materiału/ zawiera załącznik Z-II.



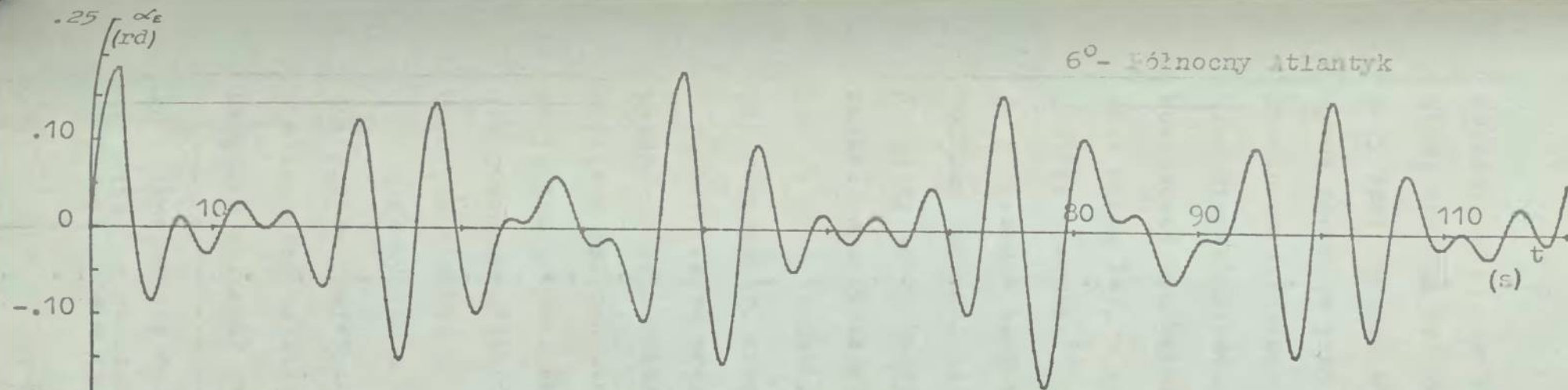
Rys 6.21a Przykładowy przebieg efektywnego kąta skłonu fali /fala nieregularna/



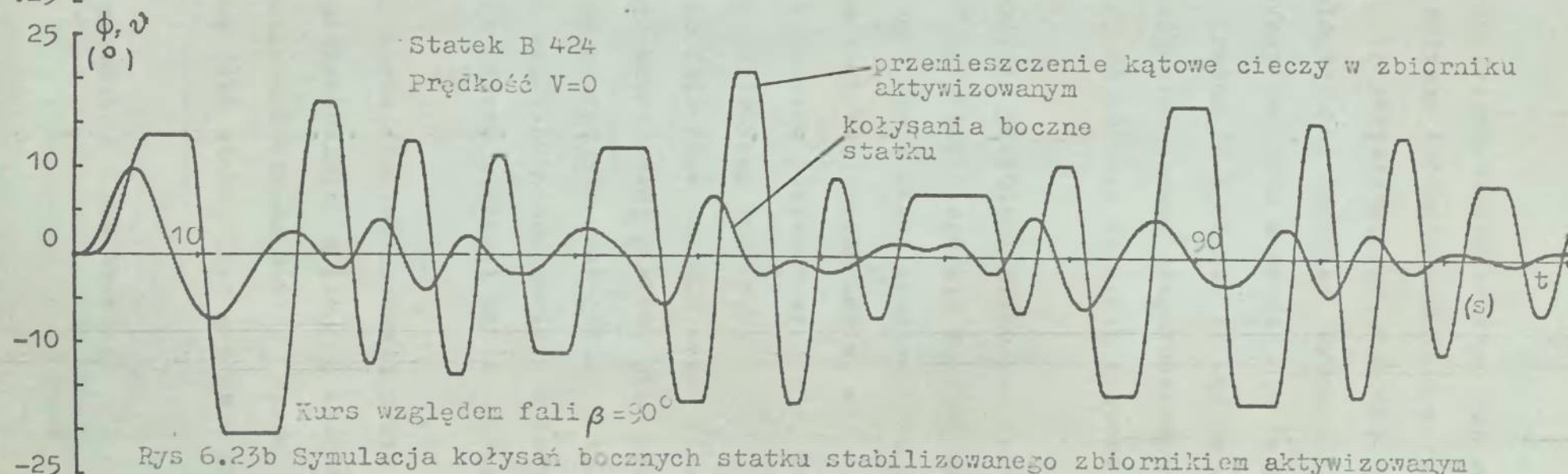
Rys 6.21b Symulacja kołysań bocznych statku niestabilizowanego /fala nieregularna/, przy przebiegu efektywnego kąta skłonu fali jak na rys 6.21a



/fala nieregularna/, przy przebiegu efektywnego kąta skłonu fali jak na rys 6.22a;
/model matematyczny bez uwzględnienia kołysań burtowych/



Rys 6.23a Przykładowy przebieg efektywnego kąta skłonu fali /fala nieregularna/



Rys 6.23b Symulacja kołysań bocznych statku stabilizowanego zbiornikiem aktywizowanym /fala nieregularna/, przy przebiegu efektywnego kąta skłonu fali jak na rys 6.23a; /model matematyczny bez uwzględnienia kołysań burtowych/

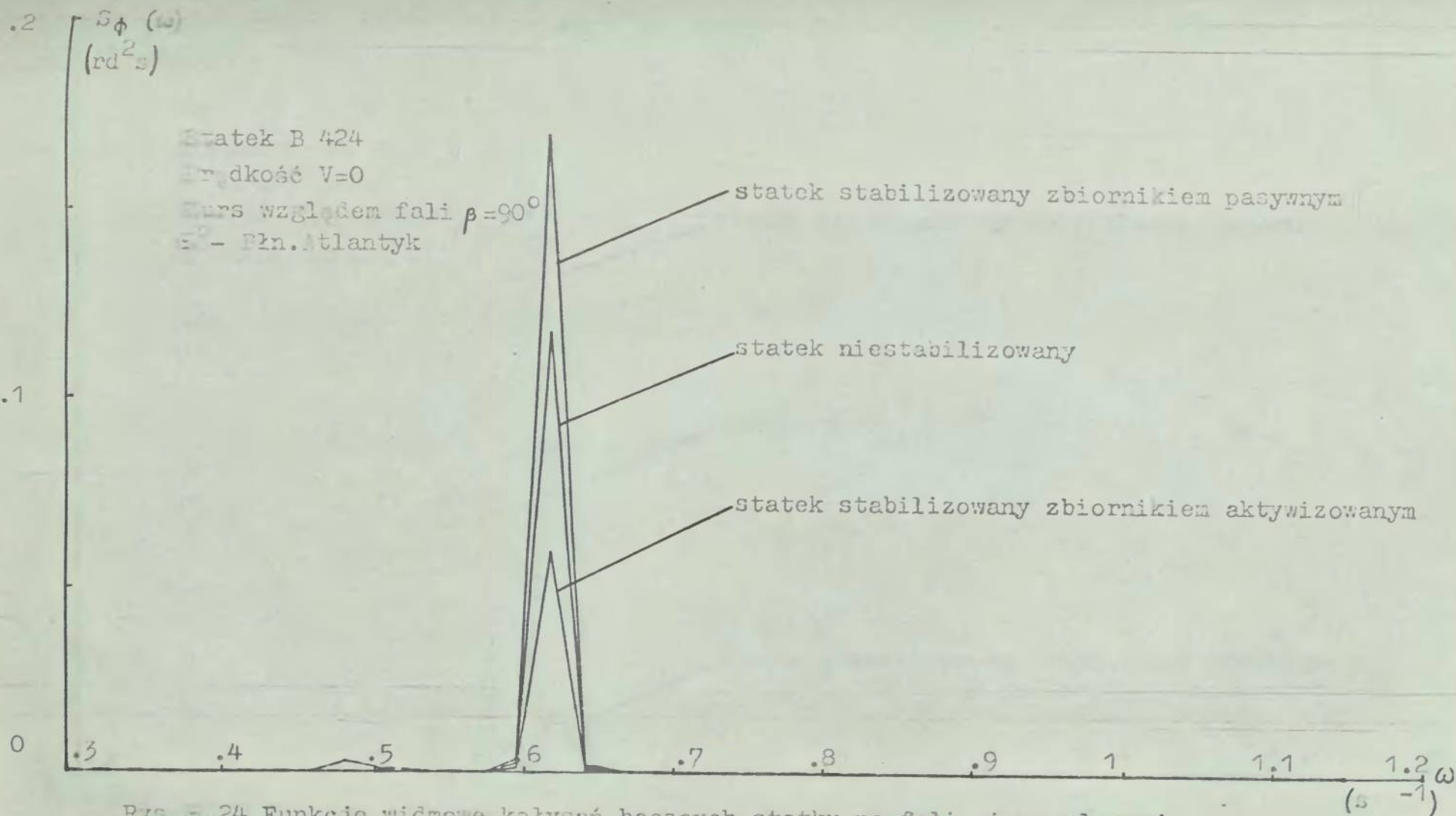
matematycznym nie uwzględniającym wpływu kołysań burtowych. Widać znaczną redukcję kołysań bocznych statku uzyskaną przy zastosowaniu zbiornika aktywizowanego. Zbiornik pasywny powoduje przy analogicznych warunkach wymuszenia znaczne zwiększenie kołysań bocznych w porównaniu ze statkiem niestabilizowanym. Wynika to z faktu, że zakres częstotliwości wymuszenia^{x/} odpowiadającego rozpatrywanemu stanowi morza leży w paśmie, do którego zbiornik pasywny nie jest dostrojony.^{xx/}

Rysunek 6.25 prezentuje przebiegi widmowych funkcji kołysań bocznych dla 6^0 uzyskane w oparciu o model uwzględniający wpływ kołysań burtowych. Stabilizujące działanie zbiornika aktywizowanego jest tu jeszcze lepiej widoczne. Statek stabilizowany zbiornikiem pasywnym wykazuje, tak jak poprzednio, zwiększenie kołysań bocznych. W rozpatrywanym przypadku falowanie zawiera częstotliwości wyższe od częstotliwości rezonansowej statku. Zwiększenie amplitud kołysań bocznych statku nie jest jednak w tym przypadku groźne. Wzrost amplitud /choć względnie duży / nie powoduje występowania dużych wartości kątów kołysań bocznych statku.

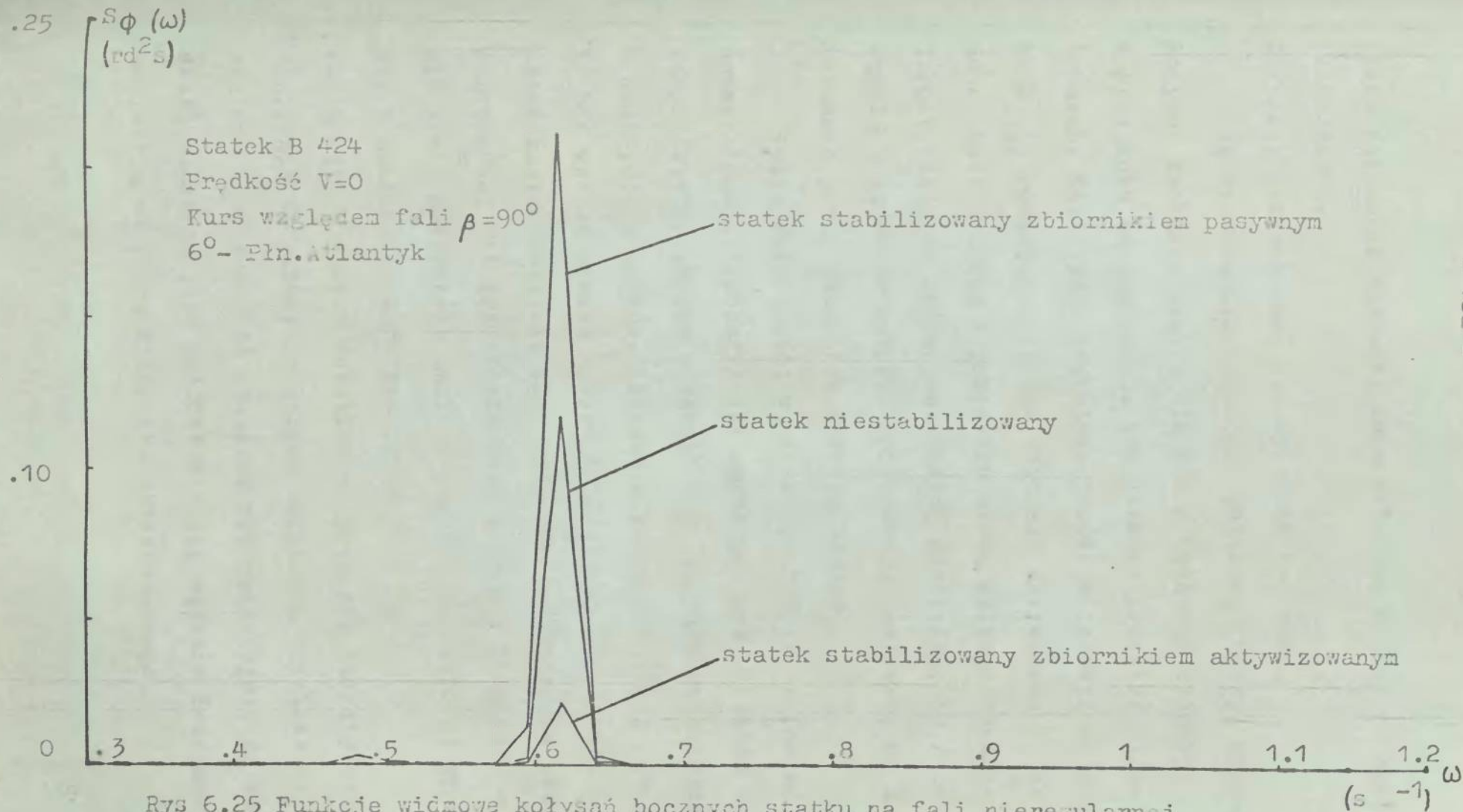
Jak wynika z badań szczegółowych zachowania się zbiorników pasywnych / prezentowanych w [14] /, zwiększenie wartości amplitud kołysań bocznych statku, wprowadzane przez zbiornik pasywny jest szczególnie groźne w przy-

x/ Patrz tabela 6.1.

xx/ Widać to również w przebiegu charakterystyk z rysunków 6.15 i 6.17.



Rys. 3.24 Funkcje widmowe kołysań bocznych statku na fali nieregularnej
 /model matematyczny bez uwzględnienia kołysań burtowych/



Rys 6.25 Funkcje widmowe kołysań bocznych statku na fali nieregularnej
/model matematyczny z uwzględnieniem kołysań burtowych/

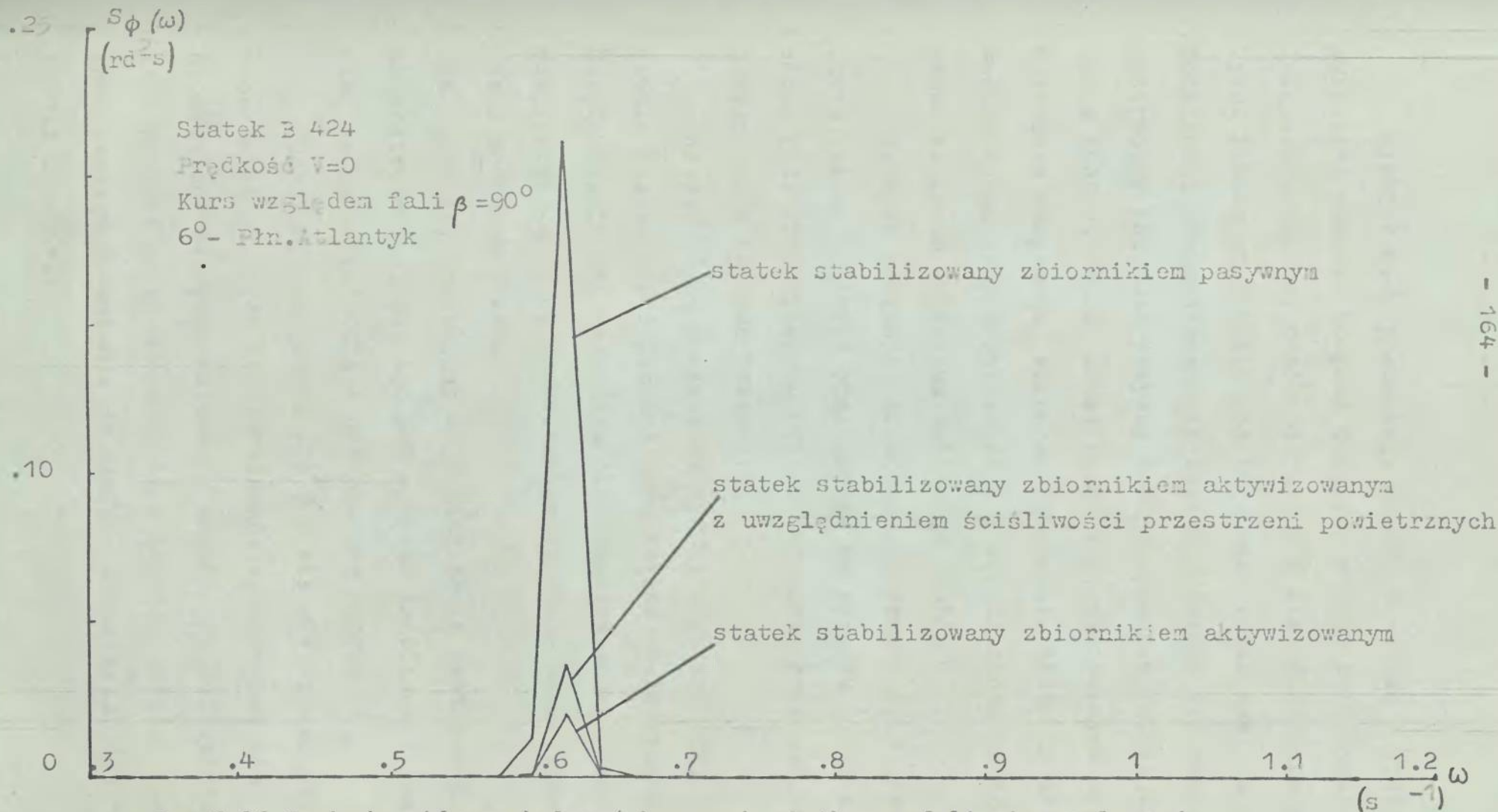
padku falcowania zawierającego składowe o niskich częstotliwościach.

Zbiornik aktywizowany nie wykazuje tej wady.

Na rysunku 6.26 pokazano przebieg funkcji widmowych kołysań bocznych statku dla 6⁰B / Północny Atlantyk /, w przypadku uwzględnienia ściśliwości przestrzeni powietrznych. Ściśliwość powietrza powoduje zmniejszenie momentu M_{STAB} rozwijanego przez zbiornik aktywizowany, co znajduje potwierdzenie w przebiegu widma kołysań bocznych. Wzrost rzędnych widma jest jednak niewielki, co pozwala sądzić o niedużym wpływie ściśliwości powietrza na skuteczność pracy zbiornika aktywizowanego.

Wpływ ściśliwości ujęto w symulatorze w postaci uproszczonej. Współczynniki aproksymujące przebieg zależności /2.47/, podane w tabeli 6.2, zostały wykorzystane w następujący sposób. Obliczenia prowadzone były dla modelu bez uwzględnienia wpływu ściśliwości powietrza. W przypadku znalezienia się zbiornika aktywizowanego w stanie zamrożenia, kąt przemieszczenia cieczy w zbiorniku w trzecim kroku całkowania zmniejszany był do wartości wynikającej z zależności aproksymującej /6.9 /.

Takie ujęcie wpływu ściśliwości prowadzi niewątpliwie do zawyżenia modelowanego wpływu działania ściśliwości powietrza w stosunku do zjawiska rzeczywistego. Tym bardziej słusznym jest wniosek o małym wpływie ściśliwości powietrza na pracę zbiornika aktywizowanego.



Rys 6.26 Funkcje widmowe kołysań bocznych statku na fali nieregularnej
 /model matematyczny z uwzględnieniem kołysań burtowych/

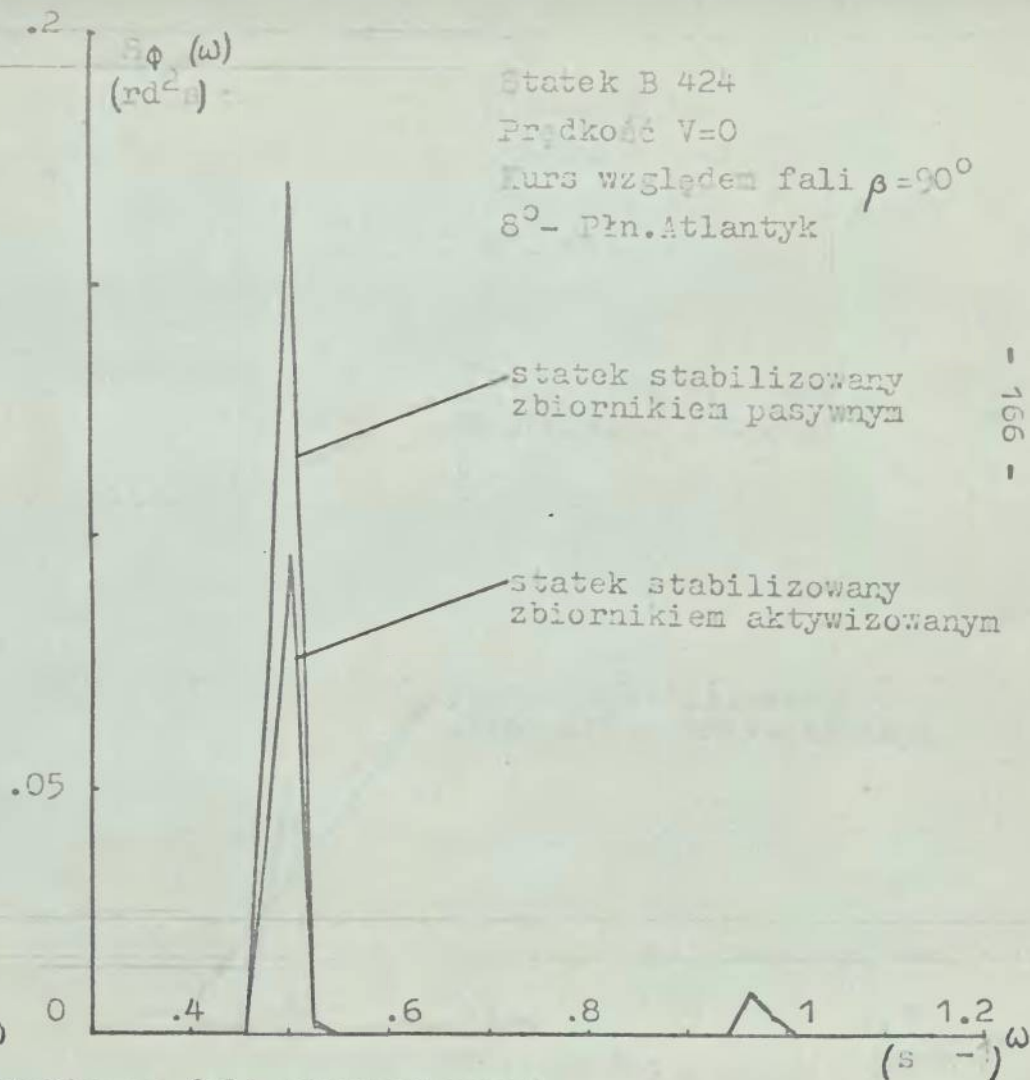
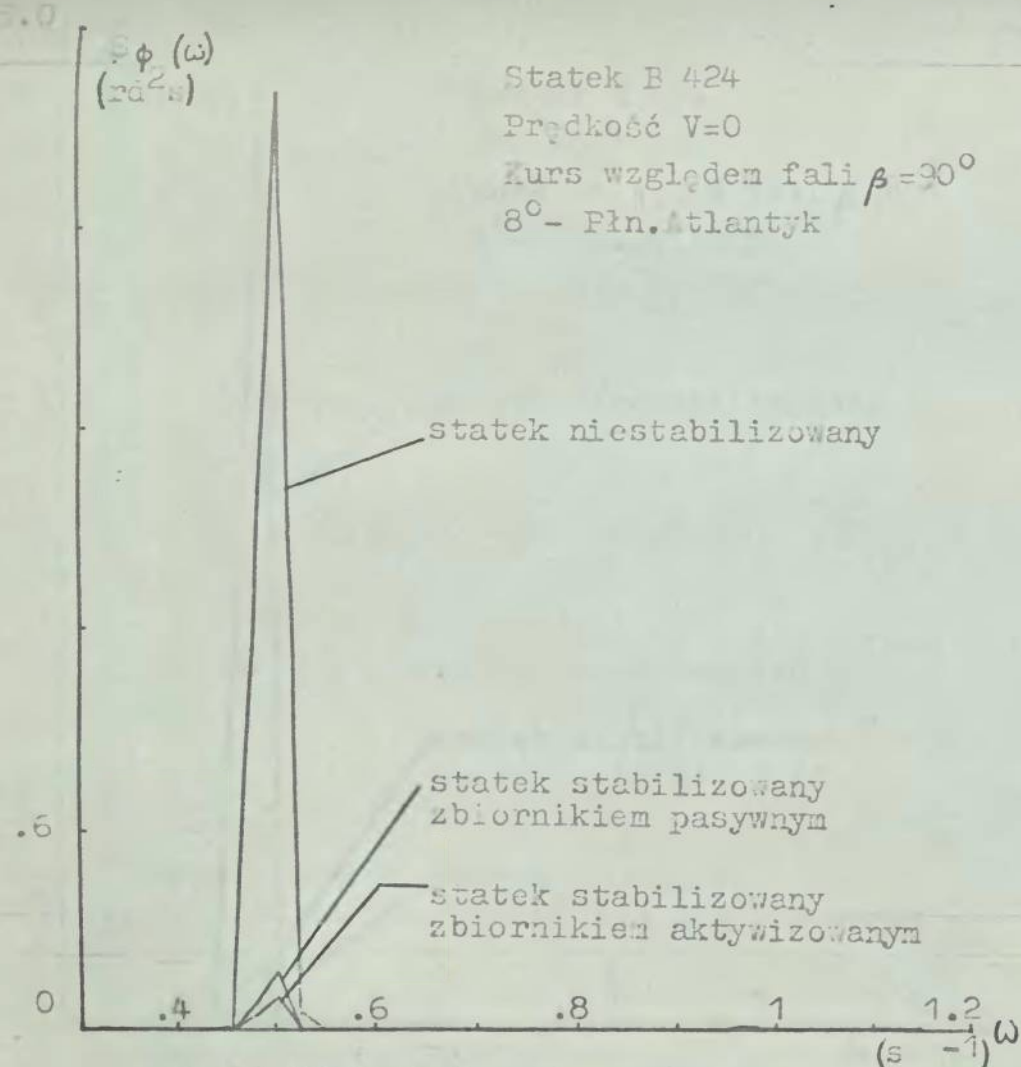
Rysunek 6.27 prezentuje wyniki uzyskane w trakcie symulacji procesu kołysań bocznych statku przy wymuszeniu falą nieregularną, odpowiadającą 8°B dla Północnego Atlantyku. Zakres częstotliwości tego wymuszenia zawiera częstotliwości okołorezonansowe statku, dlatego też poprawnie dostrojony zbiornik pasywny bardzo wydatnie redukuje kołysania statku. Jednak nawet przy tych, optymalnych dla zbiornika pasywnego, warunkach falowania zbiornik aktywowany wykazuje prawie dwukrotnie lepszą skuteczność, liczoną względem kryterium całkowitego /6.1/.

Jeszcze wyraźniej widać to na rysunku 6.28 prezentującym charakterystyki analogiczne do rysunku 6.27, a obliczone przy wykorzystaniu modelu matematycznego uwzględniającego wpływ kołysań burtowych.

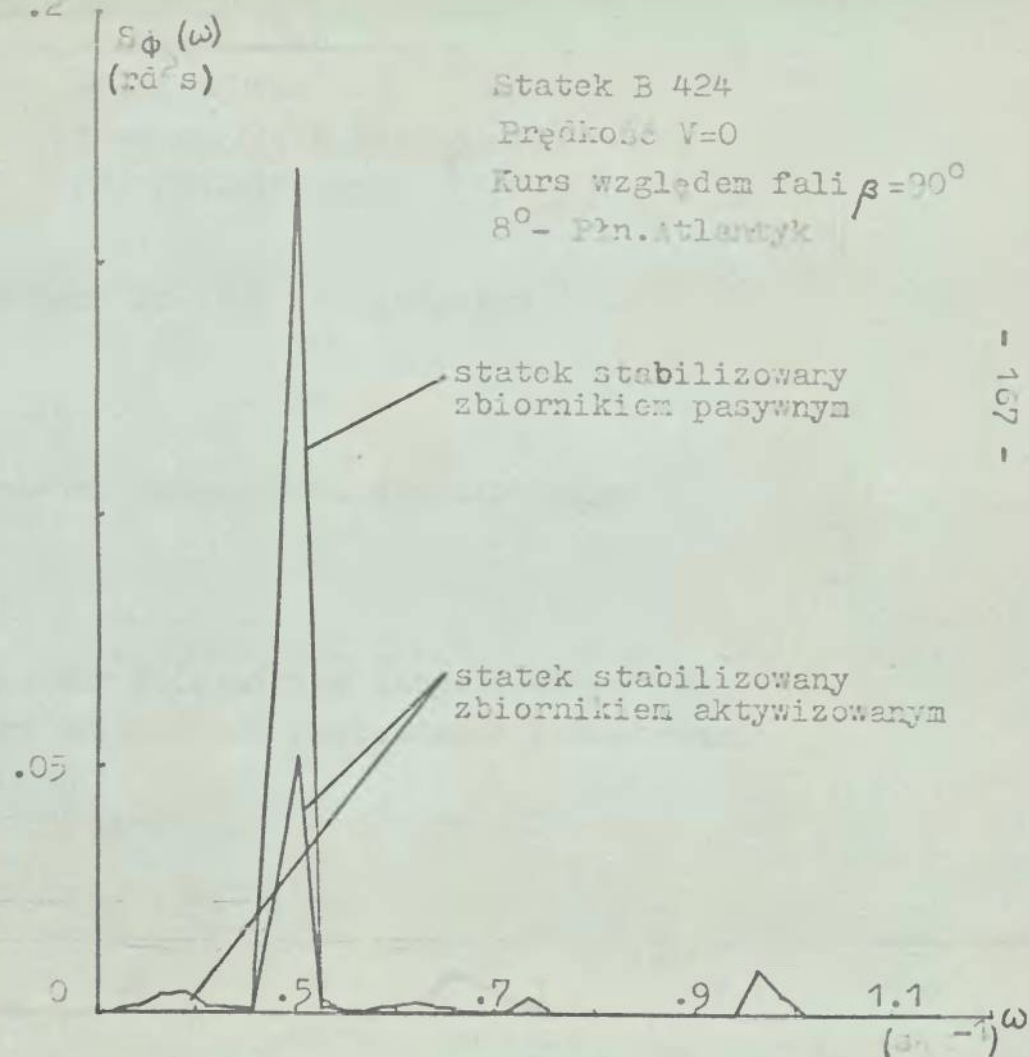
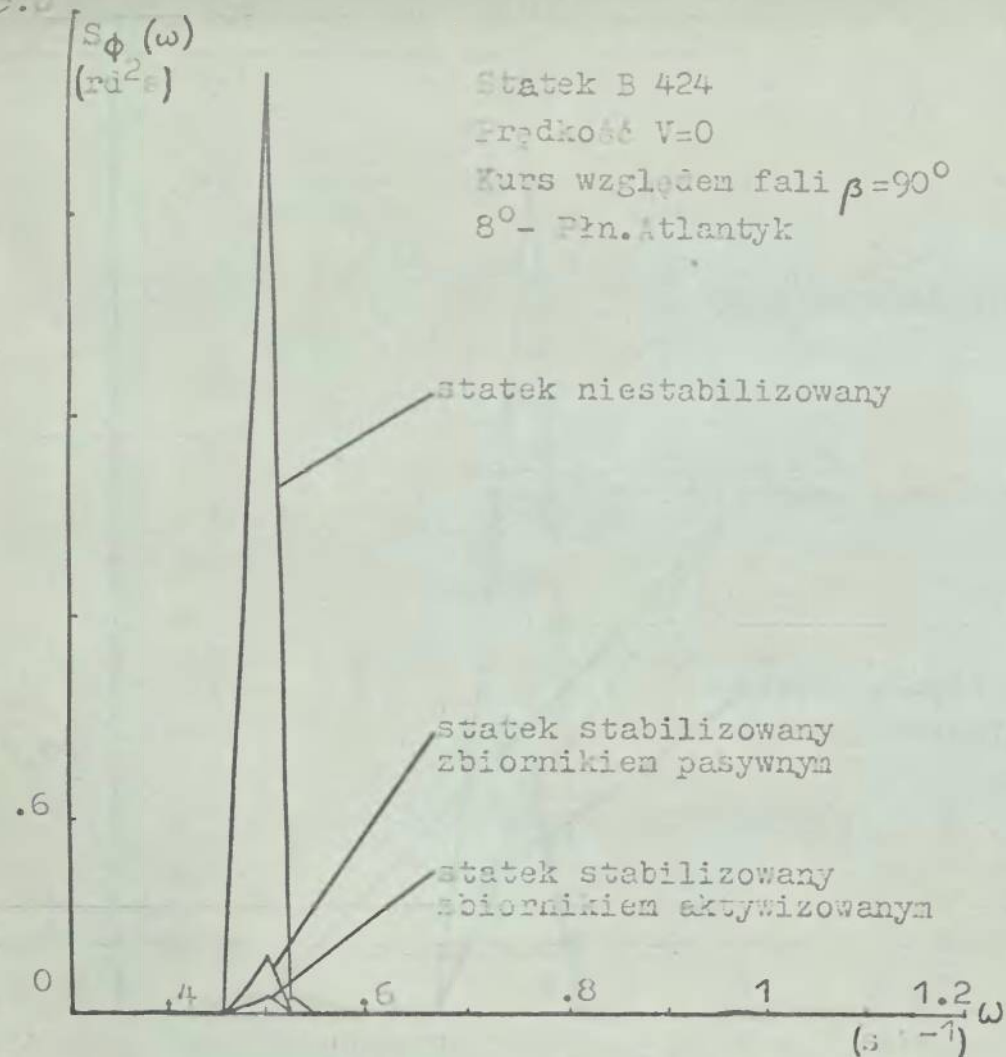
Rysunek 6.29 prezentuje wyniki uzyskane przy uwzględnieniu zjawiska ściśliwości przestrzeni powietrznych. Uwzględnienie tego zjawiska, dla rozpatrywanego stanu morza, prowadzi do nieoczekiwanego wyniku - zmniejszenia kołysań bocznych statku.

Ten paradoks, wynikający ze zmniejszenia wartości M_{STAB} zbiornika aktywowanego pod wpływem ściśliwości powietrza, wytłumaczyć można w następujący sposób.

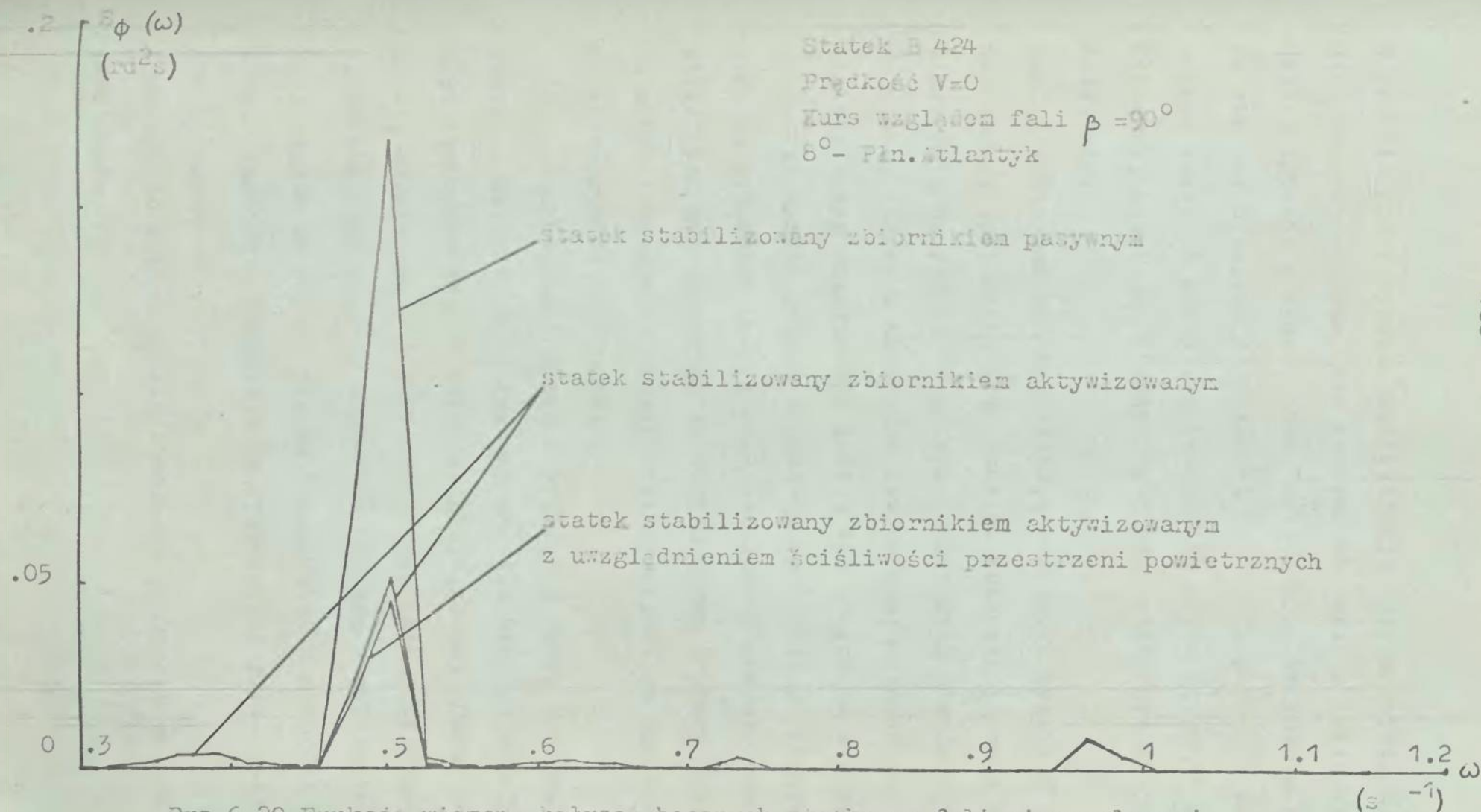
Omawiany stan morza / 8°B / charakteryzuje się obecnością niższych częstotliwości wymuszenia. Dla tych częstotliwości, przy założonej strukturze regulatora, niemożliwe jest uzyskanie momentu zbiornika aktywowanego skierowanego przeciwnie do momentu wymuszenia, dla każdej chwili czasowej.



Rys 6.27 Funkcje widmowe kołysań bocznych statku na fali nieregularnej
/model matematyczny bez uwzględnienia kołysań burtowych/



Rys 6.23 Funkcje widmowe kołysań bocznych statku na fali nieregularnej
/model matematyczny z uwzględnieniem kołysań burtowych/



Rys 6.29 Funkcje widmowe kołysań bocznych statku na fali nieregularnej
/model matematyczny z uwzględnieniem kołysań burtowych/

W trakcie pracy systemu stabilizacji kołysań występują więc momenty czasowe, dla których zbiornik aktywizowany działa zgodnie z wymuszeniem, zwiększając kołysania boczne statku. Zjawisko ściśliwości powietrza powoduje zmniejszenie wartości momentu wytwarzanego przez zbiornik aktywizowany, niwelując, w pewnym stopniu, niekorzystne jego działanie.

Zmniejszenie momentu zbiornika, w przypadku wysokich stanów morza, jest niewielkie, bowiem zbiornik pracuje w pobliżu kąta nasycenia. W przypadku niższych stanów morza, kołysania cieczy w zbiorniku nie osiągają dużych amplitud, dlatego wpływ ściśliwości jest w tym przypadku większy.

Jak wynika jednak, z wyników symulacji prezentowanych na rysunkach 6.26 i 6.29, ściśliwość przestrzeni powietrznych nie wprowadza istotnych zmian w pracy zbiornika aktywizowanego, a w niektórych przypadkach wywiera nawet korzystne działanie.

Dodatkowym wnioskiem z symulacji pracy systemu statek - zbiornik aktywizowany na fali nieregularnej, jest stwierdzenie, że zbiornik aktywizowany charakteryzuje się zwiększeniem efektywności działania przy wyższych stanach morza. Jest to oczywiste, bowiem w przypadku wysokich stanów morza, kołysania boczne statku dochodzą do dużych wartości. Umożliwia to wytworzenie przez zbiornik dużego momentu.

Zjawisko to obserwuje się również w przypadku zbiornika pasywnego.

Obserwacja wartości optymalnych nastaw struktury predykcyjnej PDD_2 potwierdza dużą ich zmienność w funkcji stanu morza, co prowadziłoby do wniosku o potrzebie adaptacji, który widoczny jest również przy badaniach na fali regularnej.

6.6. Symulacja procesu - wnioski końcowe.

Symulacja działania systemu stabilizacji kołysań bocznych statku przy użyciu maszyny cyfrowej jest końcowym etapem syntezy proponowanego układu w jej części teoretycznej. Ostatnie tendencje projektowania zbiornikowych systemów stabilizacji kołysań preferują badania symulacyjne, w oparciu o maszyny cyfrowe, kosztem znacznego ograniczenia bądź też zupełnego pominięcia [19] badań modelowych. Nie przeconiając tego podejścia, można jednak, na podstawie przedstawionych wyników badań, sformułować pewne ogólne wnioski dotyczące zastosowania zbiornika aktywowanego jako urządzenia do stabilizacji kołysań bocznych statku.

Zbiornik aktywowany wykazuje dużo większą skuteczność stabilizacji kołysań bocznych statku w porównaniu z poprawnie dostrojenym zbiornikiem pasywnym przy różnych rodzajach wymuszenia.

Szczególnie korzystne jest, że zbiornik aktywowany skutecznie redukuje kołysania boczne w całym zakresie częstotliwości, które występują w procesie falowania morskiego.

W przypadku zbiornika aktywizowanego nie występuje zjawisko zwiększania amplitud kołysań bocznych statku, ponad ich wartość dla statku niestabilizowanego, co jest poważną wadą zbiorników pasywnych.

Najnowsze rozwiązania konstrukcyjne zbiorników pasywnych [19] niwelują w pewnym stopniu tę wadę, lecz możliwości przestrojenia zbiornika pasywnego są niewielkie, zaś czas potrzebny na ich wprowadzenie jest stosunkowo długi.

Zastosowanie zbiornika aktywizowanego wiąże się jednak z pewnymi ograniczeniami, nie zawsze zbieżnymi z ograniczeniami dotyczącymi zbiorników pasywnych.

Ograniczenia te są przede wszystkim związane z:

- wzrostem kosztów urządzenia, co wypływa z konieczności stosowania urządzeń pomiarowo - sterujących,
- zmniejszeniem użytkowej nośności statku,
- zmniejszeniem użytkowej przestrzeni ładunkowej statku,
- koniecznością rozbudowy sieci zasilającej pneumatycznej lub hydraulicznej, co wypływa z potrzeby doprowadzenia energii zasilania do zaworów blokujących.

Poważnym problemem jest zmniejszenie nośności i przestrzeni użytkowej statku w przypadku zastosowania zbiornika aktywizowanego. Jest to ograniczenie zbieżne z ograniczeniem występującym przy stosowaniu zbiornika pasywnego.

W przypadku zbiornika aktywizowanego, wobec konieczności uzyskania dużej częstotliwości własnej zbiornika, niezbędne jest zwiększenie przekroju dolnego kanału łączącego.

Powoduje to, że masa cieczy potrzebnej do pracy zbiornika aktywizowanego, jest większa niż w przypadku stosowania zbiornika pasywnego, o około 30%.

Oprócz wymienionych ograniczeń pewnym problemem jest start omawianego systemu stabilizacji. W programach symulacyjnych stosowano zerowe warunki początkowe startu /z wyjątkiem prób wychyłowych/. Start odbywał się zawsze ze stanu pasywnego. Warunki startowe tej postaci po odurają zwykle zwiększenie kilku pierwszych amplitud kołysań bocznych. W warunkach rzeczywistych zapewnienie zerowych warunków startu systemu jest trudne. Przeprowadzone próby startu systemu stabilizacji przy niezerowych warunkach początkowych prowadzą do identycznych wyników. Działanie stabilizujące zbiornika obserwuje się już po pierwszym cyklu przełączenia zaworów /a więc najczęściej po czasie równym okresowi kołysań bocznych statku/.

Głównymi zaletami zbiornika aktywizowanego, jako urządzenia do stabilizacji kołysań bocznych statku są:

- znacznie większa, w porównaniu ze zbiornikiem pasywnym, skuteczność stabilizacji,
- mniejszy, w porównaniu ze zbiornikiem pasywnym, spadek początkowej wysokości metacentrycznej statku,
- możliwość stosowania zbiornika aktywizowanego w szerokim zakresie zmian stanów morza,
- możliwość szybkiego wyłączenia zbiornika aktywizowanego, w przypadku jakiegokolwiek sytuacji awaryjnej,

- brak zależności efektywności działania zbiornika aktywowanego od prędkości postępowej statku,
 - możliwość zastosowania zbiornika aktywowanego, jako urządzenia przeciwpzechyłowego / ang. anti - heeling/.
- Możliwość wykorzystania zbiornika aktywowanego jako urządzenia przeciwpzechyłowego jest szczególnie przydatna w porcie, w przypadku specjalnych typów statków /ro-ro/. Realizacja tej opcji zbiornika aktywowanego wymaga jednak stosowania sprężarek i zmiany sposobu sterowania.

Należy rozważyć problem wprowadzenia adaptacji nastaw struktury predykcyjnej PDD₂ do warunków pływania. Ze względu na specyfikę algorytmu sterowania, odpowiednim urządzeniem, pełniącym rolę regulatora, wydaje się być układ mikroprocesorowy. W przypadku stosowania mikroprocesora, jako układu sterowania zbiornikiem aktywowanym, wprowadzenie adaptacji nastaw struktury predykcyjnej nie jest trudne. Adaptacja może być zrealizowana w prostej pętli optymalizacji, podobnie jak w symulatorze cyfrowym. W przypadku zastosowania mikroprocesora, wprowadzenie adaptacji nie pociąga za sobą dodatkowych kosztów oraz rozbudowy układu / co mogłoby mieć ujemny wpływ na jego niezawodność/.

Restaje zasygnalizować problem doboru wartości kąta nasycenia zbiornika $\hat{V}_N(\hat{P})$. W trakcie przeprowadzonych eksperymentów zauważono silną zależność skuteczności działania zbiornika aktywowanego od kąta nasycenia.

Jest to oczywiste, bowiem zmniejszenie kąta nasycenia powoduje zmniejszenie maksymalnego momentu stabilizującego, rozwijanego przez zbiornik aktywizowany.

Problem doboru właściwego kąta nasycenia zbiornika nie da się niestety jednoznacznie rozwiązać. Wypływa to z faktu, że z jednej strony względy uzyskania dużego momentu rozwijanego przez zbiornik przemawiają za wyborem jak największej wartości kąta nasycenia, z drugiej zaś strony należy brać pod uwagę oczywiste względy konstrukcyjne.^{x/}

x/ Problem ten omawia praca [40] .

7. ZAKOŃCZENIE.

Celem prezentowanej pracy było opracowanie metodyki syntezy układu stabilizacji kołysań bocznych statku z użyciem zbiornika typu U o dużej częstotliwości własnej, wyposażonego w zawory umożliwiające blokadę przepływu cieczy pomiędzy burtowymi częściami zbiornika.

Postawione zadanie wymagało rozwiązania szeregu problemów tak w dziedzinie sterowania automatycznego blokadą przepływu cieczy, jak i zagadnień hydromechanicznych towarzyszących działaniu zbiornika aktywizowanego.

Głównymi problemami wymagającymi rozwiązania były:

- opracowanie modelu matematycznego dynamiki systemu statek - zbiornik aktywizowany,
- sformułowanie fizycznie realizowalnej zasady sterowania blokadą przepływu cieczy pomiędzy burtowymi częściami zbiornika - zapewniającej stabilną pracę systemu,
- opracowanie podstaw metodyki projektowania zbiornika aktywizowanego.

System statek - zbiornik aktywizowany jest układem dynamicznym charakteryzującym się nieliniowością dynamiczną, która jest wynikiem dwustanowej pracy zbiornika aktywizowanego.

Pomijając problemy związane z opracowaniem modelu matematycznego systemu i sformułowaniem hipotezy sterowania

zbiornikiem, pojawiają się trudności związane z analitycznym określeniem obszaru stabilności układu oraz wyliczeniem optymalnych nastaw struktury predykcyjnej PDD_2 w obecności zakłóceń losowych. Zmusza to do korzystania z metod obliczeniowych optymalizacji i symulacji procesu.

Ze względu na założenie postaci struktury predykcyjnej jako PDD_2 , uzyskane wyniki należy traktować jako suboptymalne. Rozwiązań lepszych należy szukać w strukturach zawierających informacje o pochodnych kołysań bocznych wyższych rzędów, lub też w układach z zastosowaniem obserwatorów.

Z uwagi jednak na trudności techniczne powstające przy pomiarze pochodnych wyższych rzędów, jak też duże trudności teoretyczne związane z teorią obserwatorów, proponowany sposób rozwiązania uznać można za właściwy.

Potwierdzają to przede wszystkim wyniki uzyskane w trakcie eksperymentów symulacyjnych.

Pewnych uogólnień wyników dokonać można dopiero po przeprowadzeniu większej ilości obliczeń dla różnych typów statków. Przeprowadzone równoległe z badaniami statku B-424 obliczenia dla statku B-320 /prezentowane w [31]/, potwierdzają skuteczność proponowanego rozwiązania. Ze względu na duże różnice w dynamice kołysań bocznych pomiędzy statkami B-424 i B-320 można wnioskować o pewnej uniwersalności metody.

Słusznym wydaje się również podkreślenie wartości przedstawionej w pracy metodyki ze względu na możliwość jej praktycznego zastosowania. Opracowano rodzinę symulatorów pozwalających na pełne przebadanie efektu zainstalowania na dowolnym kadłubie systemu stabilizacji zbiornikowej / pasywnego bądź aktywizowanego/. Symulatory te bazują na oryginalnym sposobie opisu dynamiki zbiornika aktywizowanego przy użyciu parametrycznych równań różniczkowych. Ze względu na brak tego typu opracowań w dostępnej literaturze, prezentowana praca może stanowić pewien etap w uzupełnieniu badań zbiornikowych systemów stabilizacji kołysań bocznych statku.

Zastosowana w pracy metoda doboru nastaw struktury predykcyjnej bazuje na symulacji procesu kołysań bocznych na maszynie matematycznej. W związku z tym powstaje problem oszacowania dokładności symulacji i weryfikacji wyników obliczeń. Symulacja matematyczna procesu wiąże się bowiem z pewnymi różnicami względem przebiegów rzeczywistych, wynikającymi z uproszczeń bądź z powodu trudności przy matematycznym opisie zjawisk.

Dla potrzeb weryfikacji niektórych elementów modelu matematycznego zbudowano fizyczny model zbiornika aktywizowanego oraz przeprowadzono pewne podstawowe eksperymenty weryfikacyjne.^{x/}

Dodatkowe możliwości weryfikacji, to porównanie wyników prób modelowych statku B-424 /prezentowanych w [3] /

x/ Patrz załącznik Z-IV

z wynikami symulacji. Charakterystyki kołysań bocznych przy falowaniu regularnym, oraz funkcja gęstości widmowej energii kołysań bocznych dla 6⁰B /Fln.Atlantyk/ uzyskane w wyniku symulacji są bardzo zbliżone do analogicznych charakterystyk uzyskanych w badaniach basenowych. Choć nie rozwiązuje to w całości problemu weryfikacji obliczeń, potwierdza w pewnym stopniu ich prawidłowość.

Wadą jest duża pracochłonność proponowanej metodyki syntezy systemu stabilizacji kołysań bocznych statku. Obliczenia optymalizacyjne, związane z doбором struktury predykcyjnej w zakresie prezentowanym w pracy, zajęły około 500 godzin czasu maszynowego.

Niektóre problemy wiążące się z tematem pracy zostały w niej jedynie zasygnalizowane, bądź też, jako wykracające poza jej zakres, rozwiązane w sposób uproszczony. Najważniejsze z nich to:

- dokładna weryfikacja fizyczna / także przy falowaniu nieregularnym/,
- opracowanie uproszczonych procedur syntezy układu sterowania zbiornikiem aktywowanym; na podstawie doświadczeń uzyskanych w trakcie stosowania omówionej w pracy metodyki,
- badanie systemu przy falowaniu baksztagowym dla niezerowych prędkości statku,
- uwzględnienie niestacjonarności zakłóceń - wykorzystanie długoterminowego kryterium jakości.

Zagadnienia te wymagają dalszych badań, z których niektóre są już prowadzone.

Na zakończenie pragnę złożyć serdeczne podziękowania swojemu promotorowi doc. dr. inż. Jerzemu Soldkowi za krytyczne uwagi w trakcie licznych dyskusji, a także za opiekę w trakcie realizacji pracy. Wyrazy podziękowania składam również dr. inż. Tadeuszowi Tdybkowi za cenne uwagi z dziedziny hydromechaniki oraz dr. inż. Markowi Burnasiowi, a także mgr. inż. Piotrowi Mazurkowi / z którym współpracowałem w początkowym etapie pracy /.

Leonard Rozenberg

WYKAZ LITERATURY

1. A Computer Program System for Theoretical Calculation of Sea - keeping Quality of Ships, Japan Shipbuilding and Marine Engineering, 3/1975
2. Abkowitz M.A., Vassilopoulos L.A., Sellars F.H.: Recent Developments in Seakeeping Research and Its Application to Design; Transactions SNAME, vol. 74; 1966
3. Barr R.A., Ankudinov V.: Ship Rolling, Its Prediction and Reduction Using Roll Stabilization; Marine Technology, 1/1977
4. Bell J., Walker W.: Activited and Passive Controlled Fluid Tank System for Ship Stabilization, Cz. I i II; Transactions SNAME, vol. 74, 1966
5. Borodaj I.L., Necvetaev J.A.: Kačka sudov na morskem volnenii; Leningrad: Sudostroenie, 1969
6. Bosch J.J. van den, Vugts J.H.: On Roll Damping by Free - surface Tanks; Transactions RINA; vol. 108; 1966
7. Bronsztejn I.N., Siemiendiajew K.A.: Matematyka - poradnik encyklopedyczny, PWN, Warszawa: 1968
8. Centrum Techniki Okrętowej - Ośrodek Hydromechaniki Okrętu: Porównawcze badania modelowe właściwości morskich statku badawczego rybołówstwa B-424; Opracowanie RK - 76/T - 090; Gdańsk: 1976

9. Conolly J.E.: Rolling and Its Stabilization by Active Fins; Transactions RINA, vol. 111; 1969
10. Cox G.C., Lloyd A.R.: Hydrodynamic Design Basis for Navy Ship Roll Motion Stabilization; Transactions SNAME, vol. 85; 1977
11. Dalzell J.F.: A Note on the Form of Ship Roll Damping, Journal of Ship Research, vol. 22; 1978
12. Drobiazgiewicz L., Parczewski S., Rosenberg L.: System aktywnego tłumienia kołysań bocznych statku; Cz. I opracowanie Instytutu Okrętowego P.S. wykonane pod kierunkiem doc.dra inż. Jerzego Sółdka; Szczecin: 1977
13. Drobiazgiewicz L.: Sterowanie optymalne w układzie kołysań bocznych statku, Praca doktorska; Szczecin: 1980
14. Dudziak J.: Teoria i projektowanie urządzeń stabilizujących kołysania boczne statku, Opracowanie Stecni Szczecińskiej in. A. Warskiego, Szczecin: 1978
15. Dudziak J.: Porównanie współczynników tłumienia kołysań bocznych wyznaczonych doświadczalnie i metodami przybliżonymi; Centrum Techniki Okrętowej Opracowanie RK-80/R-059; Gdańsk: 1980
16. Dudziak J.: Okręt na fali Gdańsk: Wydawnictwo Morskie, 1980
17. Field S.B., Martin J.P.: Comparative Effects of U - tube and Free Surface Type Passive Roll Stabilization Systems; Transactions RINA, vol. 118, 1976

18. Findeisen W., Szymanowski J., Wierzbicki A.:
Metody obliczeniowe optymalizacji
Warszawa: Wydawnictwa Politechniki Warszawskiej, 1972
19. Flume: Phase Sensing System /materiały firmowe Flume/
20. Goodrich G.J.: Development and Design of Passive Roll Stabilizers; Transactions RINA; vol. 111, 1969
21. Gutenbaum J.: Problemy teorii regulatorów
Warszawa: WNT, 1975
22. Hirano M.: On the Equations of Motion of Ships equipped with an Anti - rolling Tank in Beam Seas; Japan Shipbuilding and Marine Engineering; vol. 7, 1973
23. Honkanen M.: Tests and Design Data of Tank Stabilizers of the Free - surface Type; Ship Structural Laboratory; Helsinki: 1971
24. Hueckel S.: Zarys hydrotechniki morskiej;
Gdańsk: Wydawnictwo Morskie, 1976
25. Ikeda Y., Himono Y. Tanaka M.: A Prediction Method for Ship Roll Damping, University of Osaka Prefecture; Opracowanie 00405, 1976
26. Jarosz A.: Okrętowe baseny modelowe;
Gdańsk: Wydawnictwo Morskie, 1977
27. Kochenburger R.J.: Modelowanie układów dynamicznych przy użyciu maszyn matematycznych;
Warszawa: WNT, 1975
28. Kure K., Ketelsen H., Jensen V.: The ultimate half roll before Capsise on the analog Computer,
London: XI Symposium Naval Hydrodynamics, 1976

29. Lewison G.R.: Optimum Design of Passive Roll Stabilizers Tanks; Transactions RINA; vol. 118, 1976
30. Mazurek P., Rozenberg L.: Stabilizacja kołysań bocznych jednostek oceanotechnicznych; Praca 31/A/80; Szczecin: Instytut Okrętowy P.S., 1980
31. Mazurek P., Rozenberg L.: Stabilizacja kołysań bocznych statku wyposażonego w zbiorniki aktywizowane; Gdańsk: Budownictwo Okrętowe 3/1981
32. Otnes R.H., Enochson L.: Analiza numeryczna szeregów czasowych; Warszawa: WNT, 1978
33. Rorke J., Volpich H.: Selection of a Ship's Stabilizer; Transactions IME, vol. 82, 1970
34. Rorke J.: Ship Stabilizers - Fins and Tanks materiały firmy Brown - Brothers and Company Limited Edinburgh: 1973
35. Rozenberg L., Tałasiewicz M.: Stabilizacja kołysań bocznych jednostek oceanotechnicznych - badania przed - projektowe; Praca 58/A/79; Szczecin: Instytut Okrętowy P.S., 1979
36. Rozenberg L.: Stabilizacja kołysań bocznych jednostek oceanotechnicznych / Etap I - załączenie/; Praca 91/A/81, Szczecin: Instytut Okrętowy P.S., 1981
37. Schmitke R.T.: Ship Sway, Roll, and Yaw Motions in Oblique Seas; Transactions SNAME; vol. 86, 1978
38. SNACH: Demonstration of a Stabilizer Materiały firmowe SNACH

39. Stabiliser and Anti - Heeling Systems Combined;
The Naval Architect; 3/1979
40. Stigter C.: The Performance of U - tanks as a Passive
Anti - Rolling Device; International Shipbuilding
Progress; vol. 13, 1966
41. Swiecznikow A.A.: Podstawowe metody funkcji losowych
Warszawa: PWN, 1965
42. Šayrev A.N., Morenšildt W.A., Ilina S.G.:
Uspokoiteli kački sudov; Leningrad: Sudostroenie, 1972
43. Upravlenie morskimi podvižnymi obiektami; Lerner D.M.,
Lukomski J.A. i inni; Leningrad: Sudostroenie, 1979
44. Vugts J.H.: A comparative Study on Four Different
Passive Roll Damping Tanks; International Shipbuilding
Progress; vol. 16, 1969
45. Watanabe Y.: About the Frahm's Anti - rolling Tank
with Auxiliary Tanks; Journal of the Society of Naval
Architects of West Japan, 31/1966
46. Webster W.: Analysis of the Control of Activated
Antiroll Tanks; Transactions SNAME; vol. 75, 1967
47. Zdybek T.: Charakterystyki kołysania bocznego i ich
zastosowanie do oceny prawdopodobnego zachowania się
statku w rzeczywistych warunkach morskich;
Gdańsk: Budownictwo Okrętowe, 10/1971
48. Zdybek T.: Charakterystyki eksploatacyjne kołysań
bocznych i ich wyznaczanie dla danego modelu eksploa-
tacji statku; Gdańsk: Budownictwo Okrętowe 4/1972

49. Zdybek T.: The Use of Bench Test Results for Calculating Roll Response of the Tank Stabilized Ships:
International Shipbuilding Progress, April 1980
50. Zdybek T.: Bierne zbiorniki stabilizacyjne
Gdańsk: Wydawnictwo Morskie, 1982

Literatura uzupełniająca

51. Bhattacharyya R.: Dynamics of marine Vehicles;
Johna Wiley and Sons, New York: 1978
52. Cholodilin A.H., Šmyrev A.N.: Morechnost i stabilizacija sudov na volneni; Leningrad: Sudostroenie, 1976
53. Kudrewicz J.: Częstotliwościowe metody w teorii nieliniowych układów dynamicznych; Warszawa: WNT, 1970
54. Voronov A.A.: Osnovy teorii avtomatičeskovo upravlenija /Cz.II/; Leningrad - Moskva: Energija, 1966

Załącznik Z - I

WYNIKI SYMULACJI PROCESU KOLYSAN BOCZNYCH STATKU
NA FALI REGULARNEJ

Czas symulacji 300 sek.

STATEK B-424

PRĘDKOŚĆ $V = 0$

KURS WZGLĘD. FALI $\beta = 90^\circ$

$\alpha_A = \text{const} = 1.5^\circ$

WYNIKI SYMULACJI PROCESU KOLYSAŃ BOCZNYCH
STATKU NIESTABILIZOWANEGO NA FALI
REGULARNEJ

TABELA Z-I-1

ω (rd/s)	ϕ ($^\circ$)	ϕ / α_E
0.1	1.50	1
0.2	1.760	1.173
0.3	2.467	1.645
0.4	5.114	3.410
0.45	10.72	7.146
0.4724	12.125	8.083
0.5	9.225	6.15
0.6	2.536	1.691
0.7	1.395	0.930
0.8	0.950	0.633
0.9	0.718	0.478
1.0	0.577	0.384
1.1	0.483	0.322
1.2	0.415	0.280
1.3	0.365	243

Czas symulacji 300 sek.

STATEK B-424

PRĘDŁOŚĆ $v = 0$

KURS WZGLĘDEM FALI $\beta = 90^\circ$

$\alpha_A = \text{const} = 1.5^\circ$

WYNIKI SYMULACJI PROCESU KOŁYSAN BOCZNYCH STATEKU
STABILIZOWANEGO ZBIORNIKIEM PASYWNYM NA FALI
REGULARNEJ

/ model matematyczny bez uwzględnienia kołysań
burtowych /

TABELA Z-I-2

ω (rd/s)	T_p (s)	ϕ ($^\circ$)	ϕ / α_A
0.1	9.2	1.754	1.169
0.2	24.2	2.686	1.791
0.3	57.8	3.400	2.266
0.4	188.6	5.510	3.673
0.45	263.6	3.921	2.614
0.4724	287.6	3.491	2.327
0.5	268.0	3.340	2.226
0.6	122.0	2.798	1.855
0.7	59.2	1.341	0.894
0.8	46.6	0.827	0.551
0.9	41.2	0.584	0.389
1.0	39.4	0.444	0.296
1.1	41.2	0.353	0.235
1.2	40.0	0.291	0.194
1.3	44.4	0.245	0.163

STATEK B-424

Czas symulacji 300 sek.

PRĘDKOŚĆ $V = 0$

KURS WZGLĘDEM FALI $\beta = 90^\circ$

$\alpha_A = \text{const} = 1.5^\circ$

WYNIKI SYMULACJI PROCESU KOŁYSAŃ BOCZNYCH STATKU
STABILIZOWANEGO ZBIORNIKIEM ANTYWIZOWANYM NA FALI
REGULARNEJ

/ model matematyczny bez uwzględnienia kołysań burtowych/

TABELA Z-I-3

ω (rd/s)	Optymalne nastawy struktury predyk- cyjnej			I_p (s)	ϕ (°)	ϕ / α_A
	P	D	D_2			
0.1	- 1	0.57	0.33	13.2	1.676	1.117
0.2	- 1	0.18	0.32	36.6	2.209	1.473
0.3	- 1	0.83	0.0	199.6	2.111	1.407
0.4	- 1	4.50	0.0	256.4	2.197	1.464
0.45	- 1	5.67	0.0	258.8	2.163	1.445
0.4724	- 1	2.08	0.33	291.6	2.468	1.645
0.5	- 1	1.42	0.5	278.8	2.365	1.577
0.6	- 1	0.47	0.55	236.8	1.591	1.061
0.7	- 1	0.20	0.76	214.2	1.056	0.704
0.8	- 1	0.16	0.84	189.4	0.760	0.507
0.9	- 1	0.07	0.94	166.4	0.590	0.393
1.0	- 1	0.05	1.15	118.6	0.473	0.315

Czas symulacji 300 sek.

STATEK B-424

PRĘDKOŚĆ $V = 0$

KURS WZGLĘDEM FALI $\beta = 90^\circ$

$\alpha_A = \text{const} = 1.5^\circ$

WYNIKI SYMULACJI PROCESU KOŁYSAŃ BOCZNYCH STATKU
STABILIZOWANEGO ZBIORNIKIEM PASYWNYM NA FALI
REGULARNEJ

/ model matematyczny z uwzględnieniem kołysań
burtowych/

TABELA Z-I-4

ω (rd/s)	I_p (s)	ϕ (°)	ϕ / α_A
0.1	44.4	1.503	1.002
0.2	46.4	1.802	1.201
0.3	71.6	2.769	1.846
0.4	203.4	4.528	3.018
0.45	276.8	3.513	2.342
0.4724	299.4	3.362	2.241
0.5	269.0	3.516	2.344
0.6	123.2	3.228	2.152
0.7	59.8	1.486	0.991
0.8	42.8	0.886	0.591
0.9	45.4	0.640	0.427
1.0	31.6	0.458	0.305
1.1	29.0	0.361	0.240
1.2	27.4	0.294	0.196
1.3	27.2	0.246	0.164

Czas symulacji 300 sek.

STATEK B-424

PRĘDKOŚĆ $V = 0$

KURS WZGLĘDEM FALI $\beta = 90^\circ$

$\alpha_A = \text{const} = 1.5^\circ$

WYNIKI SYMULACJI PROCESU KOŁYSAŃ BOCZNYCH STATKU
STABILIZOWANEGO ZBIERNIEM AKTYWIZOWANYM NA FALI
REGULARNEJ

/Model matematyczny z uwzględnieniem kołysań burtowych /

TABELA Z-I-5

ω (rd/s)	Optymalne nastawy struktury predyk- cyjnej			I_p (s)	ϕ (°)	ϕ/α_A
	P	D	D_2			
0.1	- 1	0.57	0.33	26.6	1.503	1.002
0.2	- 1	0.18	0.32	45.8	1.829	1.219
0.3	- 1	3.58	0.0	168.0	2.401	1.601
0.4	- 1	8.67	0.0	258.4	2.534	1.689
0.45	- 1	5.67	0.0	237.0	2.545	1.697
0.4724	- 1	2.08	0.33	294.4	2.377	1.585
0.5	- 1	1.32	0.5	288.6	2.095	1.396
0.6	- 1	0.48	0.55	250.6	1.253	0.835
0.7	- 1	0.19	0.76	232.4	0.840	0.560
0.8	- 1	0.19	0.78	210.8	0.643	0.428
0.9	- 1	0.20	0.93	188.2	0.563	0.375
1.0	- 1	0.11	1.25	117.2	0.555	0.370

Czas symulacji 300 sek.

STATEK B-424

PRĘDKOŚĆ $V = 0$

KURS WZGLĘDEM FALI $\beta = 90^\circ$

$\alpha_A = \text{const} = 1.5^\circ$

WYNIKI SYMULACJI PROCESU KOŁYSAN BOCZNYCH STATKU
NIESTABILIZOWANEGO NA FALI REGULARNEJ

TABELA Z-1-6

ω (rd/s)	ϕ ($^\circ$)	ϕ / α_A
0.1	3.10	1.035
0.2	3.98	1.33
0.3	5.047	1.68
0.4	10.24	3.41
0.45	17.80	5.93
0.4724	18.73	6.25
0.5	15.62	5.21
0.6	5.05	1.68
0.7	2.75	0.92
0.8	1.86	0.62
0.9	1.40	0.47
1.0	1.13	0.37

Czas symulacji 300 sek.

STATOK B-424

PRĘDKOŚĆ $V = 0$

KURS WZGLĘDEM FALI $\beta = 90^\circ$

$\alpha_A = \text{const} = 3^\circ$

WYNIKI SYMULACJI PROCESU KOŁYSAN BOCZNYCH STATKU
STABILIZOWANEGO ZBIORNIKIEM AKTYWIZOWANYM NA FALI
REGULARNEJ

/ model matematyczny z uwzględnieniem kołysań burtowych /

TABELA Z-1-7

ω (rd/s)	Optymalne nastawy struktury predyk - cyjnej			I_p (s)	ϕ (°)	ϕ / α_A
	P	D	D_2			
0.1	- 1	0.56	0.33	28.8	1.503	1.002
0.2	- 1	0.28	0.39	37.8	3.631	1.210
0.3	- 1	0.93	0.0	199.6	4.530	1.510
0.4	- 1	8.67	0.67	258.6	4.815	1.605
0.45	- 1	5.0	0.4	286.8	4.880	1.626
0.4724	- 1	2.0	0.31	293.8	4.636	1.545
0.5	- 1	1.5	0.5	288.8	4.108	1.369
0.6	- 1	0.5	0.58	251.8	2.484	0.828
0.7	- 1	0.19	0.68	233.2	1.666	0.555
0.8	- 1	0.05	0.70	208.4	1.269	0.423
0.9	- 1	0.10	0.77	187.6	1.143	0.371
1.0	- 1	0.08	1.18	118.2	0.906	0.302

Czas symulacji 300 sek.

STATEK B - 424

PRĘDKOŚĆ $V = 0$

KURS WZGLĘDEM FALI $\beta = 90^\circ$

$\alpha_A = \text{const} = 3^\circ$

WYNIKI SYMULACJI PROCESU KOŁYSAŃ BOCZNYCH STATKU STABILIZOWANEGO ZBIORNIKIEM PASYWNYM.

/ model matematyczny z uwzględnieniem kołysań burtowych /

TABELA Z-I-8

ω (rd/s)	I_p (s)	ϕ (°)	ϕ / α_A
0.1	45.0	3.023	1.007
0.2	46.8	4.085	1.362
0.3	75.0	5.690	1.898
0.4	207.2	3.740	2.910
0.45	277.6	6.90	2.30
0.4724	299.2	6.630	2.210
0.5	268.4	6.90	2.30
0.6	126.2	6.48	2.16
0.7	61.0	3.061	1.02
0.8	42.6	1.83	0.61
0.9	35.6	1.26	0.42
1.0	31.4	0.95	0.32

Czas symulacji 300 sek.

STATOK B - 424

PRĘDKOŚĆ $V = 0$

KURS WZGLĘDEM FALI $\beta = 90^\circ$

$\alpha_A = \text{const} = 3^\circ$

WYNIKI SYMULACJI PROCESU KOŁYSAŃ BOCZNYCH STATKU
STABILIZOWANEGO ZBIORNIKIEM ANTYWIZOWANYM

/ model matematyczny z uwzględnieniem kołysań burtowych/

TABELA Z-I-9

ω (rd/s)	I_p (s)	ϕ ($^\circ$)	ϕ / α_A
0.1	36.8	3.041	1.014
0.2	73.2	3.695	1.232
0.3	135.8	5.351	1.783
0.35	184.0	6.094	2.031
0.4	235.4	5.894	1.965
0.45	278.6	5.036	1.679
0.4724	293.8	4.636	1.545
0.5	286.6	4.179	1.393
0.55	260.8	3.537	1.179
0.6	238.0	3.036	1.012
0.7	193.4	2.036	0.793
0.8	152.2	1.850	0.617
0.9	123.8	1.4102	0.470
1.0	99.4	1.069	0.356
1.1	75.4	0.822	0.274
1.2	60.2	0.645	0.215

Charakterystyka $\phi / \alpha_A = f(\omega)$ zdjęta dla stałych nastaw struktury predykcyjnej obliczonych przy częstotliwości rezonansowej.

$P = -1.0$; $D = 2.0$; $D_2 = 0.8$

Załącznik Z - II

WYNIKI SYMULACJI PROCESU KOŁYSAŃ BOCZNYCH
NA FALI NIEREGULARNEJ

STATEK B-424

TABELA Z-11-1

PRĘDKOŚĆ $V = 0$

KURS WZGLĘDEM FALI $\beta = 90^\circ$

STAN MORZA 6^oB / pñn. Atlantyki

1. STATEK NIESTABILIZOWANY:

KRYTERIUM CAŁKOWE

$$J = \frac{1}{T} \int_0^T \phi^2(t) dt = 0.4691 \cdot 10^{-2} \text{ rd}^2\text{s}$$

2. STATEK STABILIZOWANY ZBIORNIKIEM PASYWNYM

2a - model matematyczny bez uwzględnienia kołysań
burtowych

KRYTERIUM CAŁKOWE

$$I = 0.6044 \cdot 10^{-2} \text{ rd}^2\text{s}$$

KRYTERIUM PRZECIWNIEGO DZIAŁANIA

$$I_p = 395,2 \text{ s}$$

2b - model matematyczny z uwzględnieniem kołysań
burtowych

$$I = 0.7799 \cdot 10^{-2} \text{ rd}^2\text{s}$$

KRYTERIUM PRZECIWNIEGO DZIAŁANIA

$$I_p = 387,8 \text{ s}$$

3. STATEK STABILIZOWANY ZBIORNIKIEM ARTYWIZOWANYM

3a - model matematyczny bez uwzględnienia kołysań
burtowych

KRYTERIUM CAŁKOWE

$$I = 0.2248 \cdot 10^{-2} \text{ rd}^2\text{s}$$

KRYTERIUM PRZECIWNEGO DZIAŁANIA

$$I_p = 387.3 \text{ s}$$

NASTAWY OPTIMALNE STRUKTURY PREDYKCYJNEJ

$$P = -5.10 \quad D = 4.40 \quad D_2 = 1.60$$

3b - model matematyczny z uwzględnieniem kołysań
burtowych

KRYTERIUM CAŁKOWE

$$I = 0.1250 \cdot 10^{-2} \text{ rd}^2 \text{c}$$

KRYTERIUM PRZECIWNEGO DZIAŁANIA

$$I_p = 400.1 \text{ s}$$

NASTAWY OPTIMALNE STRUKTURY PREDYKCYJNEJ

$$P = -5.10 \quad D = 4.40 \quad D_2 = 1.60$$

3c - model matematyczny z uwzględnieniem kołysań
burtowych i ściśliwości powietrza

KRYTERIUM CAŁKOWE

$$I = 0.1533 \cdot 10^{-2} \text{ rd}^2 \text{ s}$$

KRYTERIUM PRZECIWNEGO DZIAŁANIA

$$I_p = 376.7 \text{ s}$$

OPTIMALNE NASTAWY STRUKTURY PREDYKCYJNEJ

$$P = -5.10 \quad D = 4.40 \quad D_2 = 1.60$$

STATEK B-424

PRĘDKOŚĆ $V = 0$ KURS WZGLĘDEM FALI $\beta = 90^\circ$ STAN MORZA 8⁰B / Płn. Atlantyk /

1. STATEK NIESTABILIZOWANY

KRYTERIUM CAŁKOWE

$$I = \frac{1}{T} \int_0^T \phi^2(t) dt = 0.1373 \text{ rd}^2 \text{ s}$$

2. STATEK STABILIZOWANY ZBIORNIKIEM PASYWNYM

2a - model matematyczny bez uwzględnienia kołysań
burtowych

KRYTERIUM CAŁKOWE

$$I = 0.8947 \cdot 10^{-2} \text{ rd}^2 \text{ s}$$

KRYTERIUM PRZECIWNEGO DZIAŁANIA

$$I_p = 408.3 \text{ s}$$

2b - model matematyczny z uwzględnieniem kołysań
burtowych

KRYTERIUM CAŁKOWE

$$I = 0.8820 \cdot 10^{-2} \text{ rd}^2 \text{ s}$$

KRYTERIUM PRZECIWNEGO DZIAŁANIA

$$I_p = 391.6 \text{ s}$$

3. STATEK STABILIZOWANY ZBIORNIKIEM AKTYWIZOWANYM

3a - model matematyczny bez uwzględnienia kołysań
burtowych

KRYTERIUM CAŁKOWE

$$I = 0.5299 \cdot 10^{-2} \text{ rd}^2 \text{ s}$$

KRYTERIUM PRZECIWNEGO DZIAŁANIA

$$I_p = 420.5 \text{ s}$$

OPTIMALNE NASTAWY STRUKTURY PREDYKCYJNEJ

$$P = - 3.80 \quad D = 4.80 \quad D_2 = 0.20$$

3b - model matematyczny z uwzględnieniem kołysań
burtowych

KRYTERIUM CAŁKOWE

$$I = 0.4184 \cdot 10^{-2} \text{ rd}^2 \text{ s}$$

KRYTERIUM PRZECIWNEGO DZIAŁANIA

$$I_p = 414.3 \text{ s}$$

OPTIMALNE NASTAWY STRUKTURY PREDYKCYJNEJ

$$P = - 3.80 \quad D = 4.80 \quad D_2 = 0.20$$

3c - model matematyczny z uwzględnieniem kołysań
burtowych i ściśliwości powietrza

KRYTERIUM CAŁKOWE

$$I = 0.2829 \cdot 10^{-2} \text{ rd}^2 \text{ s}$$

KRYTERIUM PRZECIWNEGO DZIAŁANIA

$$I_p = 433.3 \text{ s}$$

OPTIMALNE NASTAWY STRUKTURY PREDYKCYJNEJ

$$P = - 3.80 \quad D = 4.80 \quad D_2 = 0.20$$

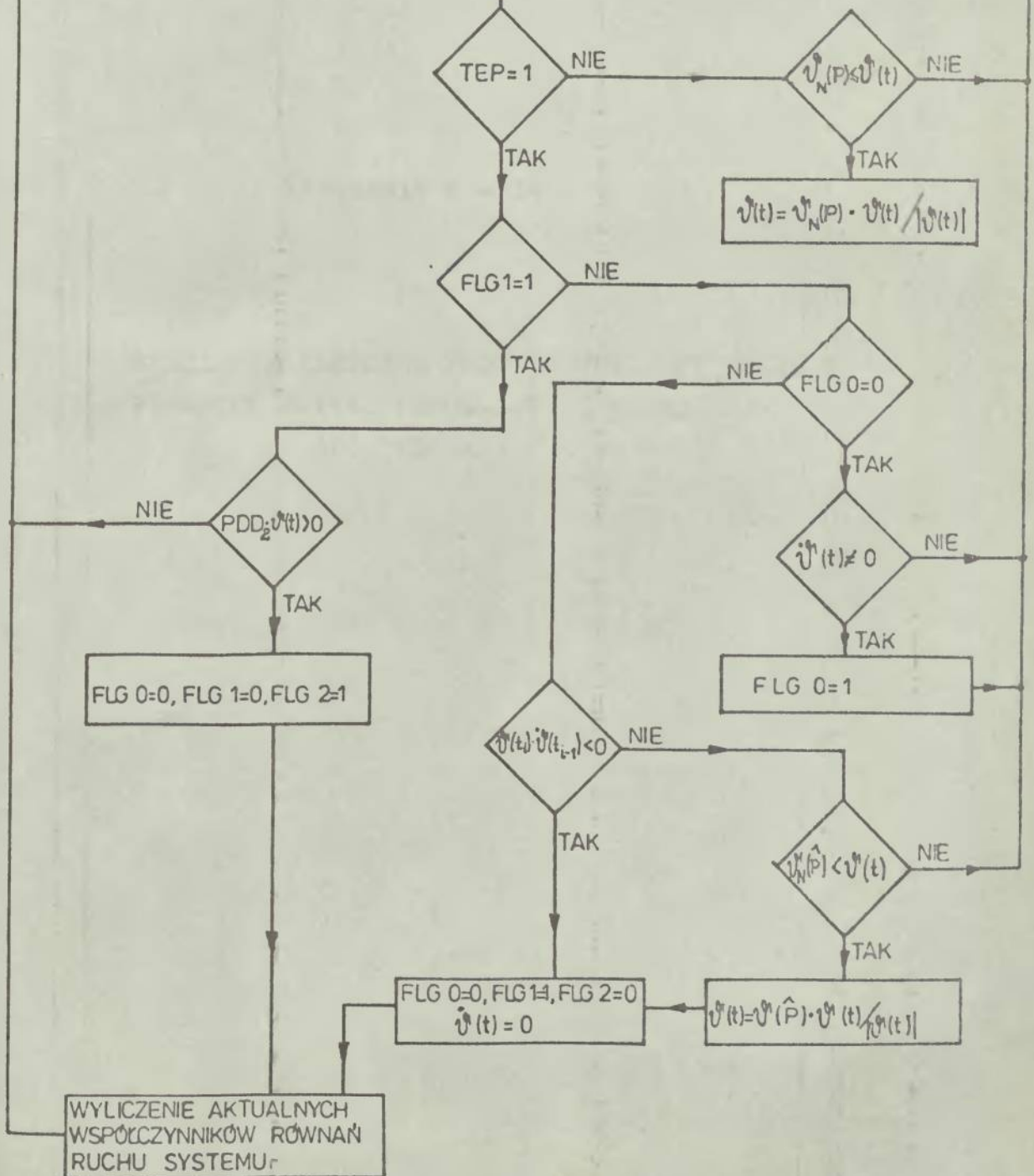
Załącznik Z - III

UPROSZCZONY SCHEMAT STEROWANIA ZBIERNIEM
ZASTOSOWANY W PROGRAMIE SYMULACJI PRACY
ZBIORNIKOWYCH SYSTEMÓW STABILIZACJI ROZYSAŃ
BOCZNYCH STATKU

STRUKTURA STARTU
SYSTEMU
FLG 0=0, FLG 1=0, FLG 2=1

WYLICZENIE STARTOWYCH
WSPÓŁCZYNNIKÓW RÓWNAŃ
RUCHU

MODELOWANIE CYFROWE UKŁADU RÓWNAŃ PARAMETRYCZNYCH
(2.35) Z JEDNOCZESNYM OBLICZANIEM KRYTERIÓW OCENY I
WARTOŚCI SYGNAŁU STRUKTURY PDD₂



Załącznik Z - IV

SYMULACJA FIZYCZNA PRÓBY WICHYŁOWEJ KOŁYSAN
BOCZNYCH STATKU WYPOSĄŻONEGO W ZBIENNIK
ANTYRIZOWANY

Potrzeba weryfikacji wyników, otrzymanych na drodze komputerowych eksperymentów symulacyjnych, została zasygnalizowana we wnioskach z tych badań. Możliwa do zaakceptowania metoda weryfikacji to badanie procesu kołysań bocznych statku wyposażonego w zbiornik aktywizowany, na modelach fizycznych, wykonanych zgodnie z zasadami podobieństwa [26, 30]. Weryfikacja fizyczna całego zakresu eksperymentów komputerowych wymagałaby użycia specjalistycznej aparatury - przede wszystkim pełnowymiarowego basenu modelowego oraz wzbudnika kołysań bocznych [30].

Ze względu na możliwość korzystania jedynie z basenu modelowego o bardzo małych wymiarach / długość 6.0 m, szerokość 2.4 m, głębokość wody 1.2 m / niemożliwym okazało się przeprowadzenie eksperymentów o długim czasie trwania. Tę generowane przez kołyszący się model statku, ulegające odbiciu od ścianek basenu, w krótkim czasie ustanawiały warunki falowania wody w basenie uniemożliwiające dalsze kontynuowanie badań.

Z tego powodu wybrano do symulacji z użyciem fizycznych modeli statku i zbiornika aktywizowanego próbę kołysań bocznych statku wychylonego o pewien kąt, a stabilizowanego zbiornikiem aktywizowanym. Ze względu na możliwość porównania wyników modelowania komputerowego i fizycznego przeprowadzono symulację fizyczną próby wychyłowej 10 - cio stopniowej. Proces kołysań bocznych w przypadku tej próby, charakteryzuje się krótkim czasem trwania

/ około 10 sekund /, nie dochodzi więc do zafałszowania wyników przez pojawienie się fal odbitych od ścianek basenu.

Do próby tej użyto fizycznego modelu zbiornika /opisanego w rozdziale 3 / oraz modelu statku o długości 3.5 m. Model statku utrzymywany był w stałej pozycji poprzez dwa ciężna / dziobowe i rufowe / mocowane do konstrukcji basenu. Poprzez odpowiednie załadowanie uzyskano prawidłową częstotliwość własną statku z wyłączonym zbiornikiem aktywowanym / zbiornik znajdował się w stanie zamrożenia, kąt $\dot{\psi} = 0$ /.

Model statku wyposażono w żyroskop kąta CGW - 4 / produkcji radzieckiej /, który współpracował z elektronicznym urządzeniem podwójnego różniczkowania. Tak uzyskany pion żyroskopowy wyposażono dodatkowo w filtry separujące, celem wyeliminowania szumów i zakłóceń pojawiających się na wyjściu członów różniczkujących.

Model zbiornika wyposażono w pojemnościowy układ pomiaru poziomu cieczy w zbiorniku / opisany w [36] /. Sygnał elektryczny proporcjonalny do wartości kąta podawano również na człon różniczkujący celem uzyskania sygnału prędkości kątowej $\dot{\psi}$.

Algorytm sterowania realizował osobny układ elektroniczny. Ze względu na niemożliwość skorzystania z gotowego systemu mikroprocesorowego urządzenie elektroniczne, realizujące algorytm sterowania zbiornikiem wykonano w postaci

hybrydowej / wykorzystując między innymi komparatory typu ULY 7710 /.

Warunek zamknięcia przepływu cieczy / wzór /4.1 / zrealizowano odmiennie niż przy symulacji komputerowej, zastępując wyrażenie /4.1/ okienkiem o bardzo małej wartości. Ponieważ warunki 10-cio stopniowej próby wychyłowej nie prowadzą do wystąpienia kątów ψ powyżej nasycenia, zrezygnowano z drugiego członu warunku /4.1/.

Widok stanowiska doświadczalnego prezentuje rysunek Z-IV.1, zaś widok uzbrojonego modelu statku ze zbiornikiem rysunek Z-IV.2.

Przewody pomiarowe poprowadzono w taki sposób, aby minimalnie wpływały na kołysania statku.

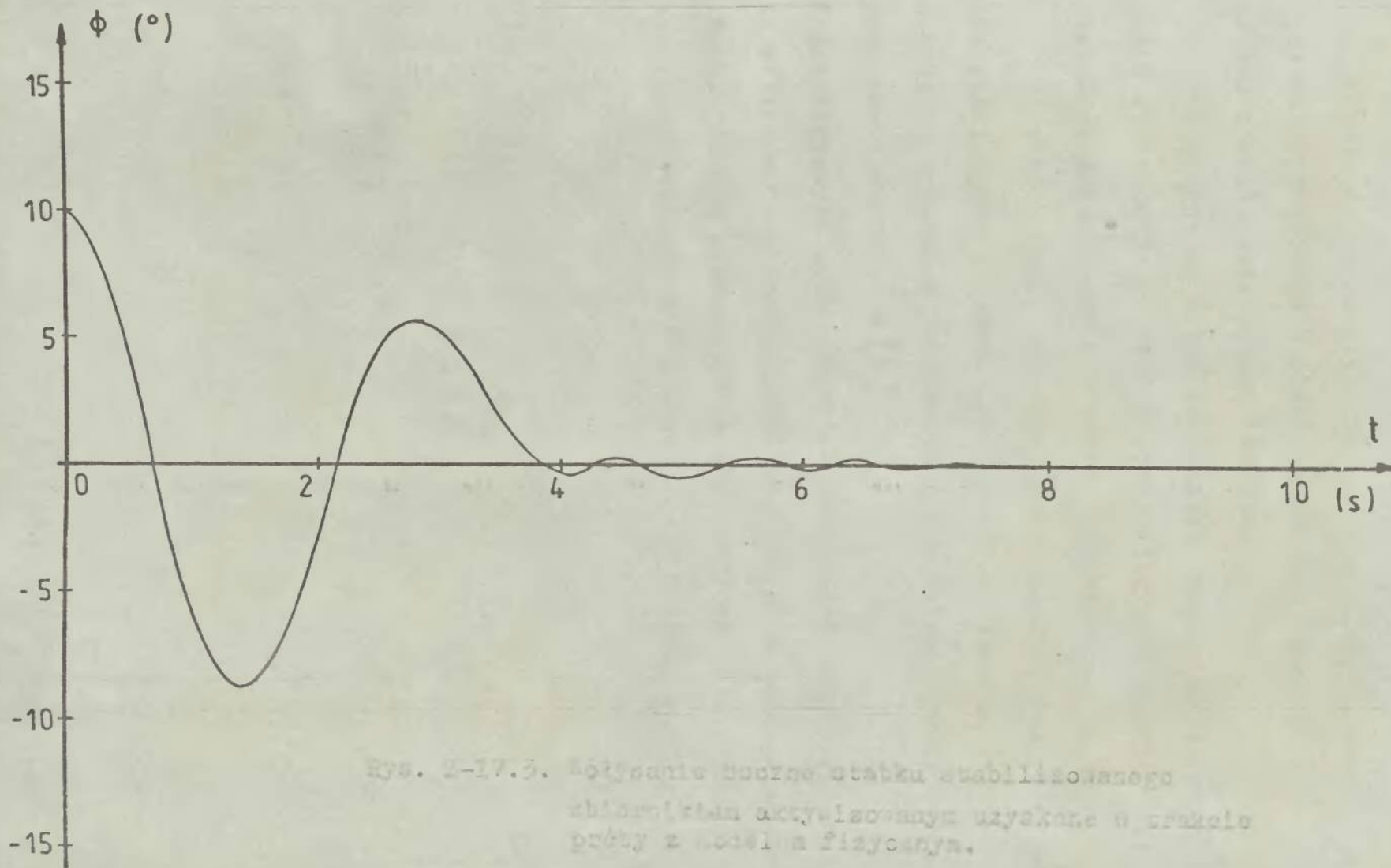
Przebieg kąta kołysań bocznych statku przedstawia rysunek Z-IV.3. Z porównania rysunku Z-IV.3 z rysunkiem 6.10 widać dobrą zgodność wyników symulacji fizycznej z wynikami otrzymanymi na drodze modelowania komputerowego. Model zbiornika nie był wyposażony w dodatkowe pojeźności powietrzne, przez co nie były modelowane zjawiska uprężystości poduszki powietrznej w rzeczywistym zbiorniku. Tak więc warunki próby fizycznej w pełni odpowiadały warunkom symulacji komputerowej z rysunku 6.10. Powne rozbieżności tłumaczyć należy niedokładnością działania aparatury pomiarowo - sterującej.



Rys. Z-IV.1. Ogólny widok stanowiska /basenu/
do badań modelu fizycznego.



Rys. Z-IV.2. Widok uzbrojonego modelu statku
ze zbiornikiem aktywowanym.



Rys. 2-17.3. Kątowanie ruchów statku stabilizowanego
zbiornikiem aktywowanym uzyskane w trakcie
próby z modelem fizycznym.

Użycie do sterowania zbiornikiem mikroprocesorowego systemu wyposażonego w układ wejść/wyjść analogowych ułatwi niewątpliwie dalsze badania.

Przedstawiona w tym załączniku symulacja fizyczna próby wychyłowej nie stanowi jeszcze pełnej weryfikacji fizycznej proponowanego w pracy rozwiązania.

Dodatkową możliwość weryfikacji poprawności programów symulacyjnych stanowi porównanie wyników otrzymanych w trakcie symulacji komputerowej z wynikami doświadczalnymi zamieszczonymi w [8].

Charakterystyki statku B-424 niestabilizowanego /rys. 6.17/ są zbliżone do charakterystyk uzyskanych w basenie modelowym. Ten sam wniosek tyczy widm kolysań bocznych statku niestabilizowanego otrzymanych dla 6°B /rys. 6.24/.





Biblioteka Główna
Zachodniopomorskiego Uniwersytetu
Technologicznego w Szczecinie

SIN-OK.3701



008-003701-00-0