

Carlos Hakio Fucatu

DESENVOLVIMENTO DE UM SIMULADOR DINÂMICO
PARA ANÁLISE DE NAVIOS AMARRADOS

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de
São Paulo para obtenção do título
de Mestre em Engenharia

São Paulo

1998

Carlos Hakio Fucatu

DESENVOLVIMENTO DE UM SIMULADOR DINÂMICO
PARA ANÁLISE DE NAVIOS AMARRADOS

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de
São Paulo para obtenção do título
de Mestre em Engenharia

Área de Concentração:
Engenharia Naval

Orientador:
Kazuo Nishimoto

São Paulo

1998

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
CENTRO DE PESQUISA E DESENVOLVIMENTO

AGRADECIMENTOS

Ao grande amigo e orientador Prof. Dr. Kazuo Nishimoto pela idéia inicial, pelo constante incentivo ao longo do desenvolvimento deste trabalho e pelos constantes questionamentos que muito contribuíram para o enriquecimento do trabalho.

Aos Professores Hernani Brinatti, Celso Pupo Pesce e José Augusto Aranha pelas valiosas orientações dadas no exame de qualificação.

Aos Engenheiros do IPT, Kazuo Hirata e Carlos Umeda, entre outros, pelos dados de ensaios cedidos, que foram de grande valia para a validação deste trabalho.

À PETROBRAS e seus engenheiros André Leite, Isaias Mazetti, Felipe Leite e Antunes, entre outros, por acreditar em nosso trabalho e pelas importantes informações de suas vivências práticas a cerca do trabalho desenvolvido.

Aos então estagiários do Departamento, agora engenheiros Leo Yamauchi, João Matsuura, ao estagiário Martin Fuljahn pelo desenvolvimento de pré e pós processadores, que foram essenciais para a compreensão e agilização do trabalho.

A todos que direta e indiretamente, colaboraram na execução deste trabalho.

DEDALUS - Acervo - EPMN



31600010194

RESUMO

Este trabalho descreve o desenvolvimento de um simulador para análise do comportamento dinâmico de navios amarrados. Este simulador desenvolvido em FORTRAN, e batizado como DYNASIM fornece a série temporal do movimento do navio e as forças nas linhas de amarração, tendo como entrada os dados do navio, do sistema de amarração e das condições ambientais – corrente, vento e ondas.

O modelo de simulação foi desenvolvido através da incorporação de modelos hidro e aerodinâmico publicados por autores de renome, contemplando os efeitos devido a corrente e vento, ambas de velocidade e direção constantes; os efeitos de primeira e segunda ordem de ondas irregulares; e ainda, fenômenos inovadores como o do *wave drift damping* e amortecimento de linhas.

A grande sensibilidade dos navios amarrados aos esforços hidrodinâmicos decorrentes do movimento do navio e/ou presença de corrente, pode definir o comportamento dinâmico do sistema. Dependendo do modelo adotado, o sistema pode apresentar um comportamento estável, ou não. Assim, foram comparados diversos modelos matemáticos que tentam reproduzir tais esforços, onde três destes modelos foram implementados no modelo de simulação.

O modelo desenvolvido foi testado através da simulação de dois diferentes sistemas de amarração: SPM e DICAS. Os resultados numéricos foram comparados com resultados de ensaios de modelos reduzidos, em tanque de provas, apresentando um bom desempenho.

ABSTRACT

This study describes the procedures for development of a simulator to analyze the dynamic behavior of moored tankers. This simulator developed in FORTRAN and named DYNASIM provides the temporal series of tanker movement and lines forces. The input data is related to the tanker, mooring system and environment condition – current, wind and waves.

The simulation model was developed through the adoption of hydro and aerodynamic models published for renowned authors. The model considers the effect of current and wind with constant velocity and direction; the effects of first and second order of irregular waves; and finally, innovative phenomena as wave drift damping and mooring line damping.

The high sensibility of moored tanker behavior due to hydrodynamics forces caused by tanker movement and/or current presence, can define the system behavior. Depending on the model adopted the system can exhibit a stable or unstable behavior. Different mathematical models are discussed and three of them were implemented on the simulation model.

The developed simulation model was tested in two different mooring system: SPM and DICAS. The numerical results were compared with those obtained with model tests, showing a good performance.

1. - INTRODUÇÃO	1
1.1 - IDENTIFICAÇÃO DO PROBLEMA	1
1.1.1 <i>Histórico</i>	1
1.1.2 <i>Comportamento dinâmico de navios amarrados</i>	3
1.1.3 <i>- Motivação</i>	6
1.2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	7
1.3 - OBJETIVOS	11
1.4 ORGANIZAÇÃO DO TEXTO	11
2. - MODELO MATEMÁTICO	12
2.1 - SISTEMA DE COORDENADAS	12
2.2 - EQUAÇÕES DO MOVIMENTO	14
2.3 -FORÇAS INERCIAIS HIDRODINÂMICAS	18
2.4 - FORÇA DE VENTO (F_V)	21
2.5 - FORÇAS DE ONDAS	23
2.5.1 <i>- Força de Onda de Primeira Ordem (F_O)</i>	26
2.5.2 <i>- Força de Deriva Média (F_{dm})</i>	28
2.5.3 <i>- Força de Onda de Deriva Lenta (F_{dl})</i>	28
2.6 - FORÇA DE AMARRAÇÃO (F_{AM})	30
2.6.1 <i>- Monobóia</i>	30
2.6.2 <i>- DICAS ou SMS</i>	31
2.6.3 <i>- Turret</i>	31
2.7 FORÇA DE RESTAURAÇÃO HIDROSTÁTICA (F_{RES})	31
2.8 - FORÇA DE AMORTECIMENTO POTENCIAL (F_{POT})	32
2.9 - WAVE DRIFT DAMPING (F_{WD})	33
2.10 - FORÇA DE AMORTECIMENTO DAS LINHAS (F_{AC})	35
2.11 - FORÇA DE ARRASTE NAS LINHAS (F_{DC})	37
2.12 - FORÇA HIDRODINÂMICA DE NAVIO EM MOVIMENTO NUM CAMPO DE CORRENTE (F_C)	39
2.12.1 <i>- Modelo Wichers</i>	40
2.12.2 <i>- Modelo Obokata</i>	46

2.12.3 - Modelo Fujino.....	47
2.12.4 - Modelo de Asa Curta	48
2.12.5 - Modelo de Takashina (modificado)	52
2.12.6 - Comparação dos Modelos de Local Cross Flow Drag e Takashina.....	55
3. - VALIDAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO	57
3.1 - SISTEMA SPM	57
3.1.1 Descrição do Sistema Ensaiado.....	57
3.1.2 - Análise dos resultados	61
3.2 - SISTEMA DICAS	67
3.2.1 Descrição do sistema.....	67
3.2.2 - Análise dos resultados	72
4. – CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES.....	81
4.1 CONCLUSÕES	81
4.2 RECOMENDAÇÕES	82
4.2.1 Forças Hidrodinâmicas.....	82
4.2.2 Forças dinâmicas nas linhas.....	82
4.2.3 Função de Memória	83
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	84
APÊNDICE - A	
SIMULADOR DYNASIM	87
APÊNDICE - B	
TRANSFORMADA INVERSA DE FOURIER.....	91
APÊNDICE - C	
CÁLCULO DA FORÇA DE ARRASTE DE LINHAS, TRANSMITIDA AO FAIRLEAD	93
ANEXO	96

1. - INTRODUÇÃO

Neste capítulo são apresentados os problemas inerentes à dinâmica de navios amarrados, descrevendo ainda um caso real ocorrido num terminal da Petrobras. Mostra a importância em se prever o comportamento dinâmico do sistema, e os meios para isso, enfatizando as vantagens da simulação numérica. São ainda apresentados a revisão bibliográfica, listando os trabalhos que mais contribuíram para esta dissertação, e os objetivos principais do trabalho.

1.1 – IDENTIFICAÇÃO DO PROBLEMA

1.1.1 Histórico

A exploração mundial de petróleo no mar teve início no México, em 1946, onde foi utilizada uma plataforma fixa de madeira, sendo que a lâmina d'água era em torno de 5,0m. Com a intensificação da busca, a exploração deixou a costa, caminhando para águas cada vez mais profundas, desenvolvendo-se as primeiras plataformas metálicas (fixas e auto-elevatórias).

Pelo fato destas plataformas apresentarem custos em progressão geométrica com a lâmina d'água, no final da década de 70, surgem as primeiras plataformas semi-submersíveis, posicionadas através de linhas em catenária.

Uma vez que as plataformas semi-submersíveis possuem baixa capacidade de armazenamento, faz-se necessária a presença de um navio tanque por perto para armazenar a produção, sendo que este é invariavelmente posicionado através de uma monobóia (SPM – *Single Point Mooring*), Fig.1.1. Uma vez produzido, o petróleo *offshore* é normalmente escoado para o continente através de navios tanque. O

descarregamento é feito em terminais junto a costa, onde o navio também é posicionado através de uma monobóia.

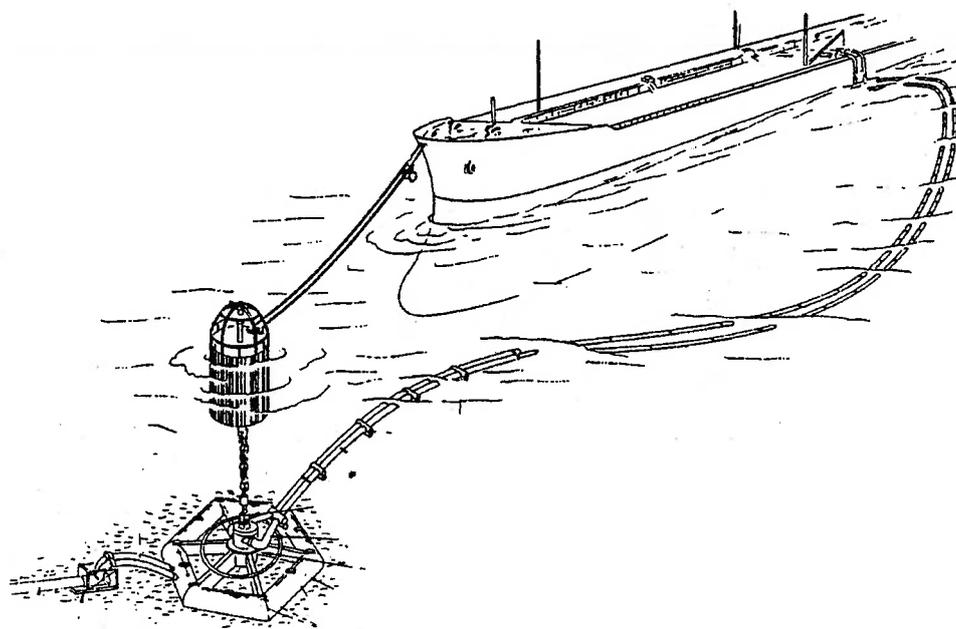


Fig.1.1 - Amarração tipo SPM - SALM com corrente e monobóia

Atualmente, a tecnologia FPSO (*Floating Production Storage and Offloading System*) vem se firmando como uma nova tendência em unidades de produção flutuantes em detrimento das atuais plataformas semi-submersíveis. Tal fato vem ocorrendo devido ao alto custo desta última e relativamente baixo da primeira. A conversão de antigos petroleiros em FPSOs, com sistemas de amarração do tipo *Turret*, Fig.1.2, ou DICAS⁽¹⁾, tem se tornado uma solução interessante não só economicamente como ecologicamente correta, pelo fato de se estar criando uma destinação para os antigos petroleiros, resultado do contínuo sucateamento da atual frota mundial, esperado para os próximos anos.

(1) DICAS- *Differentiated Compliant Anchor System* – Desenvolvida pioneiramente pela Petrobras, é uma variante do *Spread Mooring System*, que através de pré-tensões diferenciadas nas linhas, permite um certo grau de liberdade em *yaw*, possibilitando o navio a ficar mais aproado com a resultante das condições ambientais.

Com isso, os sistemas de amarração começaram a desempenhar um papel cada vez mais importante na viabilização da exploração de petróleo em águas profundas.

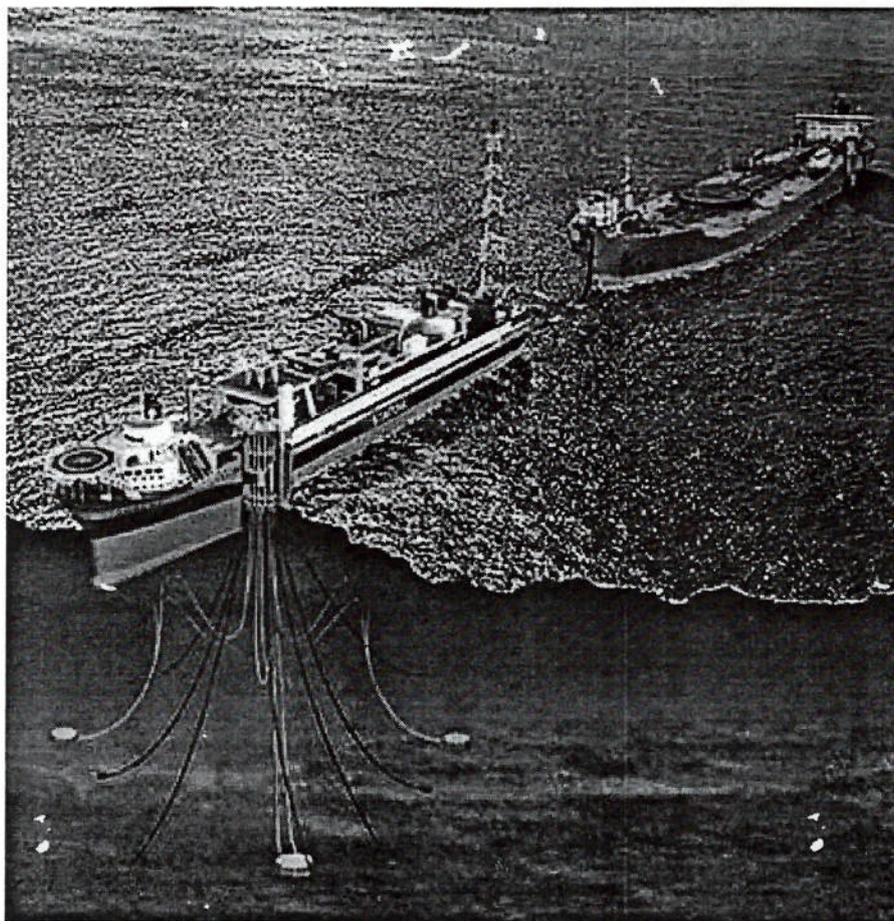


Fig.1.2 - FPSO com *turret*, e navio *shuttle* amarrado em tandem.

1.1.2 Comportamento dinâmico de navios amarrados

Em função de suas características construtivas, as plataformas semi-submersíveis não apresentam problemas de aproamento, em relação ao vento, e é praticamente transparente à ação de ondas. No caso de plataforma com *pontoons*, esta deve estar aproada na direção da corrente predominante. De uma maneira geral, pode-se dizer que as plataformas são estruturas relativamente estáveis, quando sujeitas às condições ambientais.

Já no caso de navios, qualquer que seja o sistema de amarração, dependendo da combinação entre as inúmeras variáveis envolvidas, tais como: - porte do navio, condição de calado, - direção e intensidade de corrente, vento e ondas, - comprimento do *hawser*, no caso de SPM, - posição do turret, - pré- tensão das linhas, etc., o navio pode apresentar um comportamento instável, executando movimentos de baixa frequência e de grande amplitude, no caso de SPM, tandem ou DICAS, ou ainda resultar numa bifurcação catastrófica, no caso de turret. Em todos os casos, tais instabilidades têm como consequência o aparecimento de altos picos de tensão no sistema de amarração.

Assim, a predição da estabilidade de navios amarrados é de extrema importância para o projeto do sistema de amarração. Existem várias formas de se fazer a predição do comportamento dinâmico.

a) Ensaio de modelos reduzidos em tanque de provas. É uma análise bem completa, fornecendo muitas informações inerentes ao comportamento do navio amarrado. Porém, possui desvantagens como: alto custo; demanda muito tempo, entre a confecção do modelo, o ensaio propriamente dito e o tratamento dos dados; possui limitada flexibilidade para se ensaiar as inúmeras combinações possíveis dos parâmetros envolvidos. Outro problema, seria o efeito de escala, onde é praticamente impossível ajustar, simultaneamente, os números de Reynolds e Froud do modelo reduzido com os da escala real.

b) O estudo da estabilidade do sistema, através das equações características. Em função da complexidade do sistema, nem sempre é possível considerar os efeitos não lineares, limitando a abrangência deste tipo de análise. O resultado da análise é mais macroscópico, fornecendo regiões de estabilidade, e não fornecendo dados importantes

para o projeto do sistema de amarração, tais como, os valores de pico de força e máxima excursão do navio, por exemplo.

c) Análise do comportamento no domínio da frequência, apesar de fornecer dados importantes para o projeto de amarração, possui limitações devido à dificuldade de se considerar os efeitos não lineares.

d) Simulação dinâmica no domínio do tempo. Dentre as simulações numéricas, é a mais versátil, permitindo a inclusão dos fenômenos não lineares, conseguindo-se com isso um resultado mais fiel à realidade.

O estudo do comportamento dinâmico de navios amarrados a monobóias, tem sido objeto de inúmeros estudos, em vários institutos de pesquisas, nestes últimos anos. Sendo que na maioria deles é dada uma atenção especial nas **forças hidrodinâmicas** (ver definição no item 2.12), devido ao movimento do navio e/ou presença de corrente, apresentando pequenas diferenças no modelo matemático.

Em função da grande sensibilidade da estabilidade do sistema, a essas forças hidrodinâmicas, o desempenho do modelo de simulação fica intimamente ligado à qualidade do modelo destas forças. Uma vez que as forças hidrodinâmicas são calculadas a partir de coeficientes obtidos com testes de modelos reduzidos, a confiabilidade dos resultados obtidos com a simulação fica intimamente ligada ao grau de precisão destes coeficientes, ou seja, se os coeficientes obtidos com o modelo reduzido reproduz com fidelidade o que ocorre no caso real. Devido à impossibilidade em se ajustar, simultaneamente os números de Reynolds e Froude, do modelo reduzido com o do navio real, dificilmente o modelo reduzido consegue reproduzir com precisão os efeitos viscosos presentes no caso real, assim, a confiabilidade destes torna-se um tanto limitada. Em função dessas dificuldades, neste trabalho, foi dada uma ênfase

maior no cálculo das forças hidrodinâmicas, onde foram desenvolvidos, implementados e comparados vários modelos para a cálculo destas forças.

A grande vantagem da simulação numérica, frente aos tradicionais ensaios em tanque de provas, está na grande flexibilidade em se alterar os vários parâmetros que podem influenciar a dinâmica do sistema, tais como: condição de calado, posição do *fairlead*, comprimento do *hawser*, direção e intensidade do vento, corrente e onda, etc. Tudo isso, a um custo praticamente nulo, e com grande agilidade, limitado somente ao tempo de processamento.

Apesar das vantagens do simulador numérico, os ensaios em tanque de prova ainda são insubstituíveis nas fases finais de projeto, pois, por melhor que seja o simulador, este ainda não deixa de ser um modelo matemático simplificado, tentando reproduzir um sistema real. Mas pode-se dizer que a simulação numérica é uma importante ferramenta onde se pode “ensaiar” uma infinidade de casos, identificando situações críticas, que podem mais tarde serem investigadas e validadas com testes em tanque de prova.

1.1.3 - Motivação

No final de 1993, ocorreu um fato inédito, durante uma operação de descarregamento do navio tanque (Provence) de 280kDWT na monobóia do terminal da Petrobras em São Francisco do Sul (RS), DTSUL. No final da operação de descarregamento do óleo, o navio começou a apresentar um movimento plano de grande amplitude, aumentando a solicitação do *hawser*. O relatório de operações relatava que com o movimento do navio, a monobóia ora se situava à bomborbo ora à boreste. Como tal fato jamais ocorrera e como se tratava de uma operação inédita, até então o maior

navio atracado no terminal era de 200kDWT, não se sabia ao certo, o que poderia ter causado tal fenômeno.

O CENPES (Centro de Pesquisas da Petrobras) realizou análises do caso utilizando o simulador TERMSIM II, porém, não obteve êxito em reproduzir o fenômeno ocorrido, aliás os resultados apontavam para uma estabilidade do sistema navio-monobóia.

O Departamento de engenharia naval da USP foi contatado para analisar o caso e, através de uma versão preliminar de um simulador, DYNASIM, conseguiu reproduzir o fenômeno ocorrido no terminal de DTSUL. Deste então, o Departamento tem trabalhado com a Petrobras para o contínuo desenvolvimento do simulador, através da implementação de modelos matemáticos de novos fenômenos, e da adaptação do simulador para análise de outros tipos de sistemas amarrados, tais como o tandem, *turret* e o DICAS.

1.2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A partir do final da década de 70, pesquisadores de diversos institutos começavam a desenvolver simuladores de navios amarrados, dando ênfase especial na modelagem das forças hidrodinâmicas, devido à interação entre o casco do navio com o meio fluido, contemplando as forças devido ao *drag* e amortecimento viscoso. Em função da grande influência das forças hidrodinâmicas na dinâmica do sistema, aliada à difícil modelagem da mesma, esta recebeu uma atenção especial, onde cada autor apresentou um modelo que melhor tentava reproduzir este fenômeno físico. Abaixo são listados somente os nomes dos autores de trabalhos mais diretamente relacionados com o tema desta dissertação.

A bibliografia utilizada, em sua grande maioria, foi baseada em estudos de navios amarrados em monobóias, o que não restringe a sua aplicabilidade, uma vez que, independente do sistema de amarração, o navio apresenta um comportamento dinâmico semelhante.

Wichers, desde seus primeiros trabalhos (1976), percebeu a importância do amortecimento viscoso no comportamento dinâmico do sistema, dando uma atenção especial à este termo, realizando extensos estudos e experimentos, culminando em sua tese de doutorado em 1988. Em sua tese, Wichers mostrava, entre outras coisas, a influência das ondas, no aumento do amortecimento viscoso do sistema, o *Wave Drift Damping* (WDD). As forças hidrodinâmicas são calculadas através de duas parcelas: a “parcela estática” equivalente à força obtida pela tradicional fórmula de arraste hidrodinâmico, utilizando as curvas de coeficientes da OCIMF (1993) (C_d em função do ângulo de ataque); e a “parcela dinâmica” que considera o efeito do movimento de rotação do navio, no plano horizontal, calculadas através de coeficientes obtidos com análise de Fourier sobre os resultados de ensaios. É de sua autoria o simulador TERMSIM II, desenvolvido no MARIN. (Instituto de Pesquisas da Holanda)

Em 1979, Faltinsen, do MARINTEK (Instituto de Pesquisas da Noruega), propôs a utilização do “*local cross flow principle*” para o cálculo das forças hidrodinâmicas, nos movimentos de *sway* e *yaw*, integrando as forças/momentos seccionais ao longo do eixo do navio. Com isso, o efeito da velocidade de *yaw* do navio era implicitamente considerado ao se calcular a velocidade seccional.

Em 1980, Molin, responsável pelo desenvolvimento do simulador ARIANE do Bureau Veritas, apresentou um modelo mais simplificado. A força de arraste é obtida de modo análogo ao de Wichers, e para a parcela dinâmica, devido ao movimento de *yaw*,

Molin criou o que ele chamou de “momento de *yaw* de Molin”, e um coeficiente de amortecimento viscoso (linear), que é calculado simplesmente através de fórmulas empíricas que relacionam a massa e a geometria do navio tanque. Molin também aplica o “*local cross flow principle*”, só que neste caso, apenas no movimento de *yaw*.

Fujino, 1983, publica um trabalho apresentando uma nova proposta para o cálculo das forças hidrodinâmicas, utilizando coeficientes hidrodinâmicos de manobrabilidade para o cálculo destas forças no estudo dinâmico de sistemas SPM. Sua proposta era muito interessante, pois aproveitava os coeficientes de manobrabilidade, que vem sendo muito estudado nos últimos tempos, possuindo assim uma grande biblioteca de dados, diferentemente dos coeficientes de arraste em função do ângulo de ataque (OCIMF), que começaram a ser estudados mais recentemente (anos 80). Porém, pelo fato deste utilizar coeficientes de manobrabilidade de alta velocidade, seu modelo tinha uma aplicação um tanto limitada, para o estudo de navios amarrados. Quando o navio se desloca em alta velocidade este, dificilmente, apresenta um ângulo de ataque superior à 45°. Por outro lado, no caso de navios amarrados, dependendo das condições ambientais, o navio pode ultrapassar facilmente este valor.

Em 1986, seguindo a mesma linha de Faltinsen, Obokata utiliza o “*local cross flow principle*” para o cálculo das forças hidrodinâmicas, nos movimentos de *surge*, *sway* e *yaw*, apresentando pequenas diferenças em relação ao seu precursor.

Em 1991, Kat & Wichers publicam um trabalho sobre navios amarrados a monobóias, onde a parcela dinâmica das forças hidrodinâmicas são calculadas através do *local cross flow principle*.

Leite, Aranha e Pesce, num trabalho mais recente, Leite (1997), propõem um modelo hidrodinâmico heurístico para as forças e momento, no plano horizontal, atuante

no navio, devido à corrente. Este modelo, Modelo de Asa Curta, utiliza para o cálculo da parcela estática, os coeficientes hidrodinâmicos baseados na teoria de asa de baixa razão de aspecto e *cross flow drag*, que além de apresentar boa aderência com resultados em tanque de provas, surpreende pela sua simplicidade, dependendo basicamente de parâmetros geométricos do navio e de alguns coeficientes hidrodinâmicos. Para parcela dinâmica, é utilizado o *local cross flow principle*, porém, são incluídas uma função de correção do coeficiente de arraste lateral, ao longo do comprimento do navio, e um modelo simplificado para o *tip vortex*.

No passado, foram desenvolvidos modelos matemáticos para o estudo do comportamento de navios em manobras, no plano horizontal. Esses modelos consideravam o navio operando em velocidade de projeto e tinham como finalidade estudar a estabilidade e controlabilidade da embarcação. Como exemplos destes trabalhos, pode-se citar o de Abkowitz (1969) e Norbinn (1971).

Mais tarde, na década de 80, Takashina (1986), desenvolve um modelo de baixa velocidade, para estudar manobras de atracação de navios. Em função das grandes diferenças na hidrodinâmica das manobras de alta e baixa velocidade, Takashina desenvolveu um novo método para a obtenção dos coeficientes hidrodinâmicos, visando quantificar a influência do movimento de *yaw* nos movimentos de *surge* e *sway*.

O modelo de Takashina foi um dos modelos utilizado por Souza Jr (1990) para o desenvolvimento de um simulador de manobras de navios em baixa velocidade, tema de sua dissertação.

1.3 - OBJETIVOS

Este trabalho tem como objetivo o desenvolvimento de um modelo para simulação do comportamento dinâmico de navios amarrados, no domínio do tempo, de modo a fornecer subsídios para o projeto do sistema de amarração. Para tanto, modelos hidro e aerodinâmicos de autores renomados são analisados e incorporados ao modelo de simulação. Em função da grande sensibilidade da resposta do sistema às forças hidrodinâmicas, esta será abordada de uma forma mais intensiva. Como força de excitação do sistema serão consideradas as relativas ao vento, corrente, forças de onda de primeira e segunda ordem.

O modelo desenvolvido, implementado num simulador numérico, DYNASIM, será validado através de comparação direta entre os resultados apresentados na simulação, com os resultados de ensaios com modelos reduzidos, em tanque de provas. Para tanto, serão utilizados os parâmetros de posição do navio e das forças nas linhas de amarração.

1.4 ORGANIZAÇÃO DO TEXTO

O Capítulo 2, desenvolve a equação do movimento, e os modelos matemáticos das forças envolvidas, onde é dada uma atenção maior no modelo das forças hidrodinâmicas resultante do movimento do navio e/ou da presença de corrente.

O Capítulo 3, mostra a validação do modelo desenvolvido, através de dois exemplos de sistemas de amarração diferentes.

No Capítulo 4 são apresentadas as principais conclusões do trabalho desenvolvido e finalizando, são feitas algumas recomendações para continuação desta pesquisa.

2. – MODELO MATEMÁTICO

Neste capítulo é apresentado a formulação geral do modelo matemático que descreve a dinâmica do movimento de navios amarrados. Em seguida, são descritos cada um dos modelos matemáticos das forças ambientais. Em função da grande influência das forças hidrodinâmicas, estas serão apresentadas de uma forma mais detalhada.

2.1 - SISTEMA DE COORDENADAS

Para o estudo dos movimentos do navio, com seis graus de liberdade, adotou-se dois sistemas de coordenadas como ilustra a Fig.2.1.

- O sistema de coordenadas global, ou inercial, OXYZ é fixo à terra. A trajetória do movimento do navio, ao longo do tempo, é escrita em relação a este sistema de coordenadas.

- O sistema de coordenadas local Gxyz é fixo ao navio, com origem no centro de gravidade do mesmo. As equações do movimento do navio são escritas e resolvidas neste sistema de coordenadas.

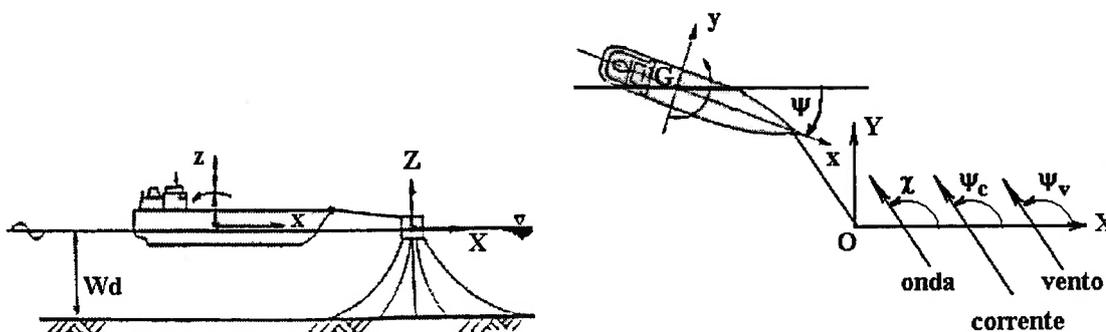


Fig.2.1 - Sistema de coordenadas.

dados:

$$\mathbf{X} = (X_1, X_2, X_3, X_4, X_5, X_6) = (X, Y, Z, \Phi, \Theta, \Psi) - \text{vetor posição (sist. inercial)}$$

$\dot{\mathbf{X}} = (\dot{X}_1, \dot{X}_2, \dot{X}_3, \dot{X}_4, \dot{X}_5, \dot{X}_6)$ - vetor velocidade (sist. inercial)

$\ddot{\mathbf{X}} = (\ddot{X}_1, \ddot{X}_2, \ddot{X}_3, \ddot{X}_4, \ddot{X}_5, \ddot{X}_6)$ - vetor aceleração (sist. inercial)

$\mathbf{x} = (x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6) = (x, y, z, \phi, \theta, \psi)$ - vetor deslocamento (sist. local)

$\dot{\mathbf{x}} = (\dot{x}_1, \dot{x}_2, \dot{x}_3, \dot{x}_4, \dot{x}_5, \dot{x}_6)$ - vetor velocidade (sist. local)

$\ddot{\mathbf{x}} = (\ddot{x}_1, \ddot{x}_2, \ddot{x}_3, \ddot{x}_4, \ddot{x}_5, \ddot{x}_6)$ - vetor aceleração (sist. local)

Os indexadores de 1 a 6 correspondem aos graus de liberdade do navio:

1 - *surge* (movimento linear em x)

2 - *sway* (movimento linear em y)

3 - *heave* (movimento linear em z)

4 - *roll* (movimento de rotação em torno de x)

5 - *pitch* (movimento de rotação em torno de y)

6 - *yaw* (movimento de rotação em torno de z)

A transformação de coordenadas do sistema local para o inercial é feita como

segue:

$$X_j = T x_j$$

$$\dot{X}_j = T \dot{x}_j + \dot{T} x_j \quad j = 1, 2, 3$$

$$X_j = T_R x_j$$

$$\dot{X}_j = T_R \dot{x}_j + \dot{T}_R x_j \quad j = 4, 5, 6$$

Onde :

$$T = \begin{bmatrix} \cos \theta \cos \psi & \sin \phi \sin \theta \cos \psi & \cos \phi \sin \theta \cos \psi \\ \cos \theta \sin \psi & -\cos \phi \sin \psi & +\sin \phi \sin \psi \\ -\sin \theta & \sin \phi \cos \theta & \cos \phi \cos \theta \end{bmatrix}$$

$$T_R = \begin{bmatrix} 1.0 & \text{sen } \phi \tan \theta & \text{cos } \phi \tan \theta \\ 0.0 & \text{cos } \phi & -\text{sen } \phi \\ 0.0 & \text{sen } \phi \sec \theta & \text{cos } \phi \sec \theta \end{bmatrix}$$

Os ângulos ϕ , θ , ψ das matrizes de transformação T e T_R são os ângulos de Euler, definidos segundo Fig.2.2.

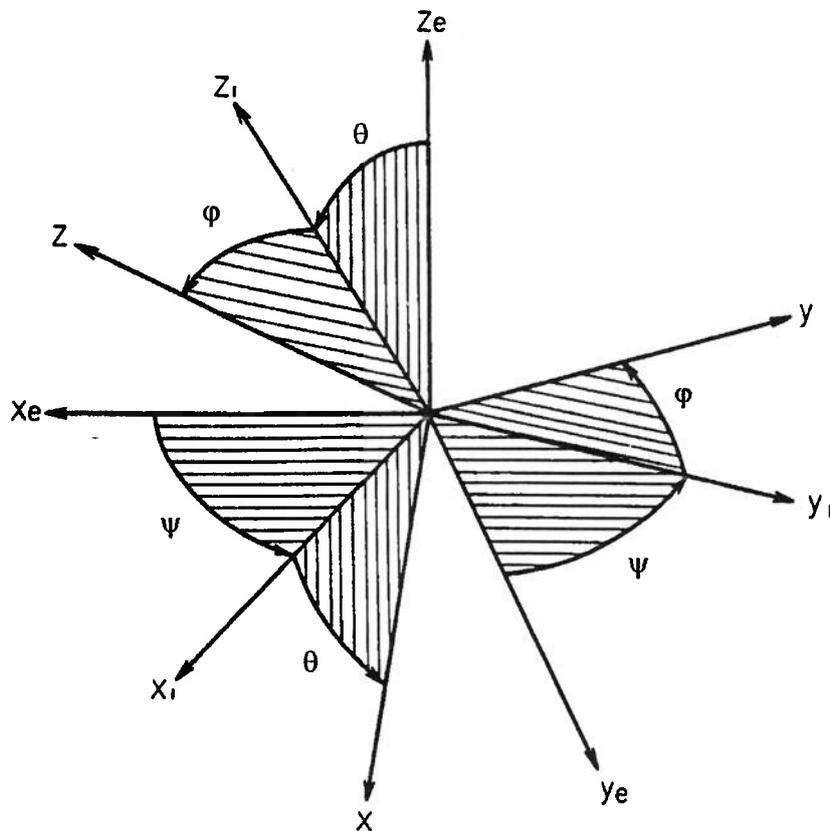


Fig.2.2 Ângulos de Euler

2.2 - EQUAÇÕES DO MOVIMENTO

A equação vetorial do movimento do navio em relação ao sistema de coordenadas local, com origem no seu centro de gravidade, pode ser escrito como.

$$M\ddot{x} = F_l + F_v + F_c + F_o + F_{dm} + F_{dl} + F_{am} + F_{res} + F_{pot} + F_{WD} + F_{AC} + F_{DC} \quad (2.1)$$

onde :

$$M = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_{xx} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & I_{yy} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_{zz} \end{bmatrix}$$

F_I – força inercial adicional, decorrente da análise em um sistema não inercial

F_v – força de vento

F_c – força de corrente mais amortecimento viscoso

F_o – força de onda de primeira ordem

F_{dm} – força de deriva média de ondas

F_{dl} – força de deriva lenta de ondas

F_{am} – força devido à amarração

F_{res} – força de restauração hidrostática

F_{pot} – força de amortecimento potencial

F_{WD} – força de *wave drift damping*

F_{AC} – força de amortecimento nas linhas

F_{DC} – força de arraste nas linhas

As equações do movimento do navio são normalmente escritas e resolvidas em relação ao sistema de coordenadas local, uma vez que a massa adicional, e os coeficientes utilizados para os cálculos das forças hidrostáticas, hidrodinâmicas e aerodinâmicas são tradicionalmente levantados em relação a esse sistema. Tal procedimento tem a vantagem de simplificar as equações para os cálculos destas forças, consequência da simetria do navio. O sistema de coordenadas local, tem como eixo “x” a direção longitudinal do navio, positivo à vante, e o eixo “z” na direção vertical,

positivo para cima, formando um plano vertical de simetria do navio. O eixo “y” é disposto de forma a se obter um sistema de coordenadas positivo. A origem do sistema é colocado no centro de gravidade do navio, de forma a também se obter uma série de simplificações, no caso, nas expressões de inércia do sistema.

Entretanto, o fato do sistema local de coordenadas, fixo ao navio, ser um sistema móvel, ou seja, tem as direções dos versores de x, y, z variando com o tempo, implica no aparecimento de termos adicionais de inércia. Tal dificuldade, porém, é totalmente compensada com as simplificações decorrentes da utilização da simetria do navio, anteriormente comentadas.

A seguir, são desenvolvidos as equações de corpo rígido, para a determinação da força inercial adicional. Nas seções seguintes, são apresentados os modelos das forças externas consideradas.

A equação do movimento linear, aplicando a 2ª lei de Newton, no sistema local é dada por :

$$\begin{aligned} \mathcal{F}_{\text{ext}} &= m \frac{d \dot{\mathbf{x}}}{dt} = m \frac{d}{dt} (\dot{x} \vec{i} + \dot{y} \vec{j} + \dot{z} \vec{k}) \\ &= m \left(\frac{d \dot{x}}{dt} \vec{i} + \dot{x} \frac{d \vec{i}}{dt} + \frac{d \dot{y}}{dt} \vec{j} + \dot{y} \frac{d \vec{j}}{dt} + \frac{d \dot{z}}{dt} \vec{k} + \dot{z} \frac{d \vec{k}}{dt} \right) \end{aligned} \quad (2.2)$$

para pequenas rotações tem se que:

$$\begin{aligned} \frac{d \vec{i}}{dt} &= \frac{d \psi}{dt} \vec{j} - \frac{d \theta}{dt} \vec{k} \\ \frac{d \vec{j}}{dt} &= -\frac{d \psi}{dt} \vec{i} + \frac{d \phi}{dt} \vec{k} \\ \frac{d \vec{k}}{dt} &= \frac{d \theta}{dt} \vec{i} - \frac{d \phi}{dt} \vec{j} \end{aligned} \quad (2.3)$$

assim, a equação (2.2) fica:

$$\mathcal{F}_{\text{ext}} = m \left(\ddot{x} \bar{i} + \dot{x}(\dot{\psi} \bar{j} - \dot{\theta} \bar{k}) + \ddot{y} \bar{j} + \dot{y}(-\dot{\psi} \bar{i} + \dot{\phi} \bar{k}) + \ddot{z} \bar{k} + \dot{z}(\dot{\theta} \bar{i} - \dot{\phi} \bar{j}) \right) \quad (2.4)$$

re-arranjando:

$$\mathcal{F}_{\text{ext}} = m \left[(\ddot{x} - \dot{y} \dot{\psi} + \dot{z} \dot{\theta}) \bar{i} + (\ddot{y} + \dot{x} \dot{\psi} - \dot{z} \dot{\phi}) \bar{j} + (\ddot{z} - \dot{x} \dot{\theta} + \dot{y} \dot{\phi}) \bar{k} \right] \quad (2.5)$$

ou ainda, pela notação indexada:

$$\mathcal{F}_{\text{ext}} = m \left[(\ddot{x}_1 - \dot{x}_2 \dot{x}_6 + \dot{x}_3 \dot{x}_5) \bar{i} + (\ddot{x}_2 + \dot{x}_1 \dot{x}_6 - \dot{x}_3 \dot{x}_4) \bar{j} + (\ddot{x}_3 - \dot{x}_1 \dot{x}_5 + \dot{x}_2 \dot{x}_4) \bar{k} \right] \quad (2.6)$$

Os termos $(\ddot{x}_1 - \dot{x}_2 \dot{x}_6 + \dot{x}_3 \dot{x}_5)$, $(\ddot{x}_2 + \dot{x}_1 \dot{x}_6 - \dot{x}_3 \dot{x}_4)$ e $(\ddot{x}_3 - \dot{x}_1 \dot{x}_5 + \dot{x}_2 \dot{x}_4)$ equivalem às componentes da aceleração total do navio em relação ao sistema de coordenadas local, instantâneo.

Para os movimentos angulares tem-se:

$$\mathcal{M}_{\text{ext}} = \frac{d}{dt} \begin{bmatrix} I_X & -I_{XY} & -I_{XZ} \\ -I_{YX} & I_Y & -I_{YZ} \\ -I_{ZX} & -I_{ZY} & I_Z \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\phi} \\ \dot{\theta} \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} \quad (2.7)$$

Onde a matriz de I_{AB} corresponde à matriz de momentos de inércia. Adotando o sistema de coordenadas local, coincidente com o CG do navio (eixos principais de inércia), tem se que os produtos de inércia são nulos.

$$\mathcal{M}_{\text{ext}} = \frac{d}{dt} \begin{bmatrix} I_X & 0 & 0 \\ 0 & I_Y & 0 \\ 0 & 0 & I_Z \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\phi} \\ \dot{\theta} \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} \quad (2.8)$$

ou:

$$\mathcal{M}_{\text{ext}} = \frac{d}{dt} (I_X \dot{\phi} \bar{i} + I_Y \dot{\theta} \bar{j} + I_Z \dot{\psi} \bar{k}) \quad (2.9)$$

$$\mathcal{M}_{\text{ext}} = \frac{d(I_X \dot{\phi})}{dt} \bar{i} + I_X \dot{\phi} \frac{d\bar{i}}{dt} + \frac{d(I_Y \dot{\theta})}{dt} \bar{j} + I_Y \dot{\theta} \frac{d\bar{j}}{dt} + \frac{d(I_Z \dot{\psi})}{dt} \bar{k} + I_Z \dot{\psi} \frac{d\bar{k}}{dt} \quad (2.10)$$

Considerando que o navio tenha a massa constante com o tempo, e consequentemente a inércia, e derivando os versores vem:

$$\mathcal{M}_{\text{ext}} = I_X \ddot{\phi} \bar{i} + I_X \dot{\phi} (\dot{\psi} \bar{j} + \dot{\theta} \bar{k}) + I_Y \ddot{\theta} \bar{j} + I_Y \dot{\theta} (\dot{\phi} \bar{k} + \dot{\psi} \bar{i}) + I_Z \ddot{\psi} \bar{k} + I_Z \dot{\psi} (\dot{\theta} \bar{i} + \dot{\phi} \bar{j})$$

re-arranjando: (2.11)

$$\mathcal{M}_{\text{ext}} = [I_X \ddot{\phi} + \dot{\theta} \dot{\psi} (I_Z - I_Y)] \bar{i} + [I_Y \ddot{\theta} + \dot{\psi} \dot{\phi} (I_X - I_Z)] \bar{j} + [I_Z \ddot{\psi} + \dot{\phi} \dot{\theta} (I_Y - I_X)] \bar{k}$$

ou ainda, pela notação indexada: (2.11-A)

$$\mathcal{M}_{\text{ext}} = [I_X \ddot{x}_4 + \dot{x}_5 \dot{x}_6 (I_Z - I_Y)] \bar{i} + [I_Y \ddot{x}_5 + \dot{x}_6 \dot{x}_4 (I_X - I_Z)] \bar{j} + [I_Z \ddot{x}_6 + \dot{x}_4 \dot{x}_5 (I_Y - I_X)] \bar{k}$$
(2.12)

Assim, considerando apenas os termos inércia cruzada de maior influência de (2.6) e (2.12), vem:

$$\begin{aligned} F_1(1) &= m \dot{x}_2 \dot{x}_6 \\ F_1(2) &= -m \dot{x}_1 \dot{x}_6 \\ F_1(3) &= 0.0 \\ F_1(4) &= 0.0 \\ F_1(5) &= 0.0 \\ F_1(6) &= 0.0 \end{aligned}$$
(2.13)

2.3 –FORÇAS INERCIAIS HIDRODINÂMICAS

Quando um corpo se movimenta em um meio fluido, este desloca uma grande quantidade de fluido consigo, aumentando sensivelmente a inércia do sistema. Igualando as energias cinéticas do fluido ao redor do corpo (tende a zero ao longe) com a de uma massa fluida concentrada, submetida à mesma velocidade do corpo, obtém-se o que se chama de massa adicional. Assumindo um fluido ideal e irrotacional, tem se, de acordo com Norbinn (1971), as seguintes expressões de forças inerciais hidrodinâmicas:

$$\begin{aligned}
F_{1H} &= -a_{11}\ddot{x}_1 + a_{22}\dot{x}_2\dot{x}_6 + a_{26}\dot{x}_6^2 \\
F_{2H} &= -a_{22}\ddot{x}_2 - a_{11}\dot{x}_1\dot{x}_6 - a_{26}\ddot{x}_6 \\
F_{3H} &= -a_{33}\ddot{x}_3 - a_{35}\ddot{x}_5 \\
F_{4H} &= -a_{44}\ddot{x}_4 \\
F_{5H} &= -a_{55}\ddot{x}_5 - a_{53}\ddot{x}_3 \\
F_{6H} &= -a_{66}\ddot{x}_6 - (a_{22} - a_{11})\dot{x}_1\dot{x}_2 - a_{62}(\ddot{x}_2 + \dot{x}_1\dot{x}_6)
\end{aligned} \tag{2.14}$$

Onde a_{ij} são as massas adicionais hidrodinâmicas.

Na presença de corrente, a inércia do fluido nas direções de *surge*, *sway* e *yaw* são alteradas, devendo-se assim, utilizar o conceito de velocidade relativa do navio em relação ao fluido, definida por:

$$V_{cr} = \sqrt{u_r^2 + v_r^2} \tag{2.15}$$

onde, as componentes são dadas por:

$$\begin{aligned}
u_r &= \dot{x}_1 - V_C \cos(\psi_C - x_6) \\
v_r &= \dot{x}_2 - V_C \sin(\psi_C - x_6)
\end{aligned} \tag{2.16}$$

onde ψ_C é o ângulo de incidência da corrente em relação ao sistema inercial de coordenadas, e V_C é o módulo da velocidade da corrente, conforme Fig.2.1.

derivando (2.16), tem-se as componentes da aceleração relativa:

$$\begin{aligned}
\dot{u}_r &= \ddot{x}_1 - V_C \dot{x}_6 \sin(\psi_C - x_6) \\
\dot{v}_r &= \ddot{x}_2 + V_C \dot{x}_6 \cos(\psi_C - x_6)
\end{aligned} \tag{2.17}$$

Substituindo u_r, v_r, \dot{u}_r e \dot{v}_r das equações (2.16) e (2.17) no lugar de $\dot{x}_1, \dot{x}_2, \ddot{x}_1$ e \ddot{x}_2 das equações (2.14) vem:

$$\begin{aligned}
F_{1H} &= -a_{11}\ddot{x}_1 - (a_{22} - a_{11})V_C \sin(\psi_C - x_6)\dot{x}_6 + a_{22}\dot{x}_2\dot{x}_6 + a_{26}\dot{x}_6^2 \\
F_{2H} &= -a_{22}\ddot{x}_2 - a_{26}\ddot{x}_6 - (a_{22} - a_{11})V_C \cos(\psi_C - x_6)\dot{x}_6 - a_{11}\dot{x}_1\dot{x}_6 \\
F_{6H} &= -a_{66}\ddot{x}_6 - a_{62}\ddot{x}_2 - (a_{22} - a_{11})u_r v_r - a_{62}\dot{x}_1\dot{x}_6
\end{aligned} \tag{2.18}$$

As forças inerciais hidrodinâmicas de (2.18) são incluídas na equação de movimento (2.1), através da modificação da matriz de massa e do vetor forças inercias, apresentado em (2.13)

$$\text{Assim : } M = \begin{bmatrix} m + a_{11} & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{26} \\ 0 & m + a_{22} & 0 & 0 & a_{35} & 0 \\ 0 & 0 & m + a_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_{xx} + a_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & a_{53} & 0 & I_{yy} + a_{55} & 0 \\ 0 & a_{62} & 0 & 0 & 0 & I_{zz} + a_{66} \end{bmatrix}$$

E, desprezando os termos de menor influência, obtém-se o F_I final:

$$\begin{aligned} F_I(1) &= (m + a_{22})\dot{x}_2\dot{x}_6 + (a_{11} - a_{22})V_c \sin(\psi_c - x_6)\dot{x}_6 \\ F_I(2) &= -(m + a_{11})\dot{x}_1\dot{x}_6 + (a_{11} - a_{22})V_c \cos(\psi_c - x_6)\dot{x}_6 \\ F_I(3) &= 0.0 \\ F_I(4) &= 0.0 \\ F_I(5) &= 0.0 \\ F_I(6) &= -a_{62}\dot{x}_1\dot{x}_6 \end{aligned} \tag{2.19}$$

O termo $-(a_{22} - a_{11}) u_r v_r$, presente na componente de rotação em *yaw* (2.18) é conhecido como momento de Munk, que ocorre somente em fluido ideal. No caso de fluido real, a viscosidade além de alterar os termos dependentes da velocidade, introduz ainda, termos adicionais de amortecimento. A alteração do momento de Munk pode ser observada na Fig.2.3. Este termo, apesar de ser essencialmente inercial, não é incluído aqui, nas forças inerciais, pois já esta intrinsecamente presente no momento de rotação em *yaw*, devido à corrente.

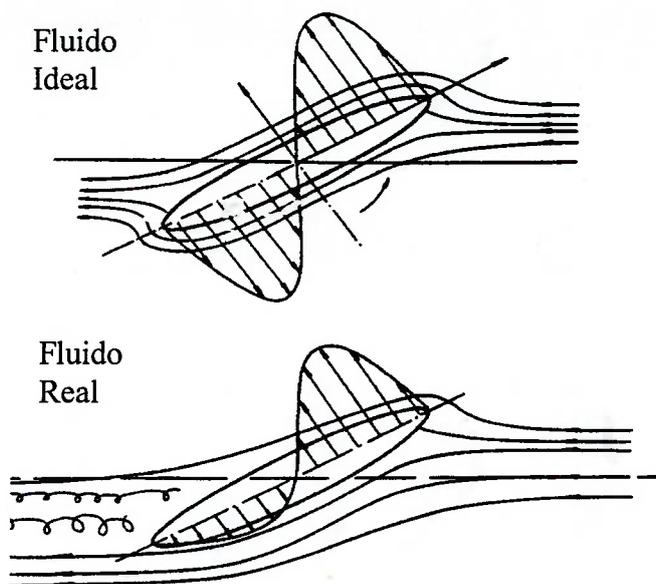


Fig.2.3 Efeito da viscosidade no momento de Munk

2.4 - FORÇA DE VENTO (F_v)

O vento considerado neste trabalho tem como hipótese a direção e velocidade constantes. As componentes da força de vento atuantes na parte não submersa do casco e na superestrutura do navio são calculadas através das fórmulas clássicas de arraste aerodinâmico :

$$F_v(1) = \frac{1}{2} \rho_a C_{v_x} (\psi_{vr}) \{A_t + (H - T)B\} V_{vr}^2$$

$$F_v(2) = \frac{1}{2} \rho_a C_{v_y} (\psi_{vr}) \{A_l + (H - T)L\} V_{vr}^2$$

$$F_v(3) = 0.0$$

$$F_v(4) = -F_v(2)z_v$$

$$F_v(5) = 0.0$$

$$F_v(6) = \frac{1}{2} \rho_a C_{v_z} (\psi_{vr}) \{A_l + (H - T)L\} L V_{vr}^2 - F_v(2)x_v$$

(2.20)

onde :

A_l - área longitudinal da superestrutura

A_t - área transversal da superestrutura

B - boca

Cv_x, Cv_y, Cv_z - coeficiente de força de vento

T - calado

x_v, y_v, z_v - coordenadas (no sistema local) da origem do sistema de coordenadas utilizado para obter os coeficientes aerodinâmicos nos ensaios, geralmente medido na seção mestra.

V_{vr} - Velocidade do vento relativa ao sistema solidário ao navio

ρ_a - densidade do ar

Os coeficientes de força de arrasto aerodinâmico Cv_x, Cv_y, Cv_z (Fig.3.2, por exemplo) são definidos em função do ângulo de ataque do vento em relação ao eixo longitudinal do navio.

O módulo da velocidade relativa do vento (V_{vr}) é:

$$V_{vr} = \sqrt{u_{vr}^2 + v_{vr}^2} \quad (2.21)$$

onde as componentes da velocidade relativa do vento, em relação ao navio são calculadas por:

$$\begin{aligned} u_{vr} &= \dot{x}_1 - V_v \cos(\psi_v - x_6) \\ v_{vr} &= \dot{x}_2 - V_v \sin(\psi_v - x_6) \end{aligned} \quad (2.22)$$

e o ângulo instantâneo de incidência do vento é dado por:

$$\psi_{vr} = \arctan\left(\frac{-v_{vr}}{-u_{vr}}\right) \quad (2.23)$$

2.5 - FORÇAS DE ONDAS

As ondas do mar podem ser vistas como uma composição de inúmeras ondas harmônicas de amplitudes, frequências e até direções diferentes, fazendo com que esta seja extremamente irregular e aleatória. Assim, seria impossível reproduzir numericamente, exatamente um dado estado de mar. Porém, tal fato não tem muita importância, uma vez que o que importa é a energia total contida em um dado estado de mar, calculada pela soma das contribuições de todas as ondas harmônicas que a compõe.

A energia por unidade de superfície de uma onda harmônica é definida como:

$$E = \frac{\rho g}{8} H^2 \quad (2.24)$$

onde: ρ - Densidade da água do mar (1025 kg/m³)

g - aceleração da gravidade (9.81 m/s²)

H - altura da onda

Assim, a energia total por unidade de superfície de um mar irregular, composta por n frequências diferentes fica:

$$E = \frac{\rho g}{8} \sum_1^n H_i^2 \quad (2.25)$$

Porém, a contribuição individual de cada frequência não se dá de uma forma uniforme, há o que se chama Espectro de Energia do Mar, ou simplesmente, Espectro da Onda. Fig.2.4. O espectro de onda mostra a distribuição de energia para cada uma das frequências, componentes do mar. É representado pela curva Energia² x frequência de onda, sendo que a área sob a curva equivale à energia total do mar. Assim, pode se dizer que o mar fica caracterizado pelo seu espectro de energia. Os espectros de energia, utilizados neste trabalho, são:

- o de Pierson-Moskowitz, dada pela fórmula:

$$\frac{S(\omega)}{H_s^2 T} = \frac{0.11}{2\pi} \left(\frac{\omega T}{2\pi} \right)^{-5} \exp \left[-0.44 \left(\frac{\omega T}{2\pi} \right)^{-4} \right] \quad (2.26)$$

onde: $S(\omega)$ - função densidade espectral

ω - frequência circular da onda

H_s - altura significativa

T - Período médio

- e o de JONSWAP, para $\gamma = 3.3$

$$S(\omega) = \alpha g^2 \omega^{-5} e^{-1.25 \left(\frac{\omega}{\omega_p} \right)^{-4}} \gamma \left[\frac{-\left(\frac{\omega}{\omega_p} - 1 \right)^2}{2 \sigma^2} \right] \quad (2.27)$$

com: $\sigma = \sigma_a = 0.07$ para $\omega \leq \omega_p$

$\sigma = \sigma_b = 0.09$ para $\omega > \omega_p$

onde: - $\alpha, \gamma, \sigma_a, \sigma_b$ são parâmetros de forma do espectro

ω_p - frequência de pico

como:

$$H_s^2 = 16 \int_0^{\infty} S(\omega) d\omega$$

o parâmetro α , função da altura significativa da onda, pode ser calculado através da fórmula:

$$H_s^2 = 16 \alpha g^2 \int_0^{\infty} \omega^{-5} e^{-1.25 \left(\frac{\omega}{\omega_p} \right)^{-4}} \gamma \left[\frac{-\left(\frac{\omega}{\omega_p} - 1 \right)^2}{2 \sigma^2} \right] d\omega \quad (2.28)$$

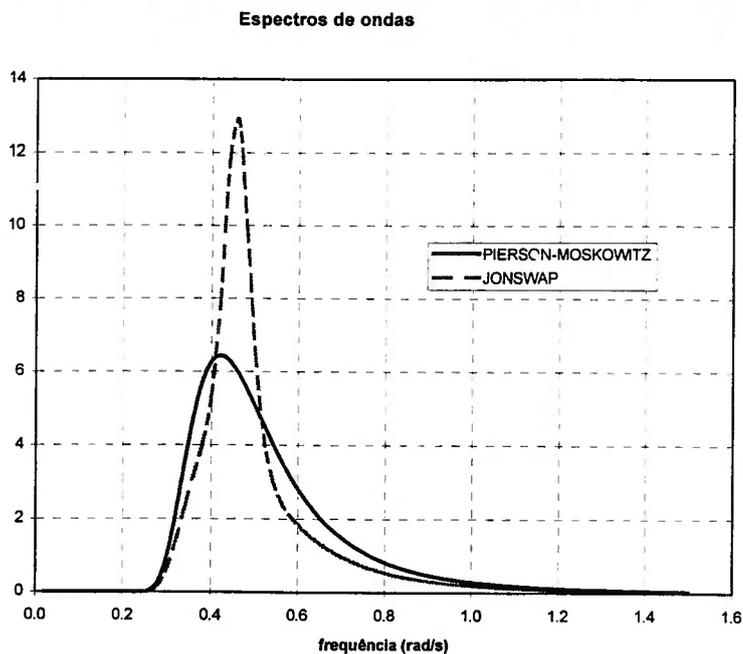


Fig.2.4 Espectros de onda para $H_s=5.5\text{m}$ e $T=11.5\text{s}$.

As embarcações quando em mar irregular estão sujeitas a forças de onda, que podem ser divididas em três componentes.

- a) A componente de alta frequência, na faixa de frequência das ondas, também chamado de Força de Onda de Primeira Ordem, são linearmente proporcionais a altura das ondas.
- b) Componente constante, ou Força de Deriva Média, causada pelas ondas refletida e transmitida.
- c) Componente de baixa frequência, ou Força de Deriva Lenta, de intensidade menor que as duas primeiras. As frequências das Forças de Deriva Lenta estão associadas às frequências dos grupos de ondas, encontradas em mar irregular.

As duas últimas componentes são de segunda ordem, ou seja, são proporcionais à altura da onda ao quadrado.

Para a determinação dos efeitos das ondas sobre a dinâmica do navio amarrado, foram adotados modelos para determinar separadamente cada uma das componentes acima elencadas.

2.5.1 - Força de Onda de Primeira Ordem (F_w)

O modelo matemático da maioria dos simuladores comerciais têm simplificações, desconsiderado a dinâmica do sistema fora do plano horizontal, assim, o deslocamento total do *fairlead*, por exemplo, é calculado através da simples soma entre a posição do navio, calculada a partir da integração numérica das equações do movimento no plano, com a parcela de movimento devido aos movimentos de alta frequência. A hipótese é baseada na independência dos movimentos de alta e baixa frequência.

Quando a rigidez do sistema de amarração é grande, como no sistema DICAS, tal hipótese também pode ser satisfatória, desde que o sistema seja bem comportado, porém em condições mais severas, onde a tensão média no sistema de amarração é elevada e ainda ocorrem altos picos de tensão, o princípio da independência pode levar à uma superestimativa das forças atuantes.

Atualmente, estão implementadas duas formas de se calcular os efeitos das forças de primeira ordem. Na primeira calcula-se os movimentos de primeira ordem do navio, fora do plano horizontal (*heave*, *roll* e *pitch*), a partir das forças de 1a. ordem e suas equações de movimento, para as componentes do plano horizontal (*surge*, *sway* e *yaw*) utiliza-se o princípio da independência dos movimentos de baixa e alta frequência, somando-se os movimentos de primeira ordem, obtidos com os RAOs (*Response Amplitude Operator*) dos respectivos movimentos, com a posição calculada através de

suas equações de movimento. Numa segunda opção, os efeitos das forças de primeira ordem são calculadas com os RAOs, para todos os graus de liberdade do navio.

Os espectros de forças de ondas de primeira ordem são calculados pelo cruzamento espectral, e o método de transformação inversa de Fourier é utilizado para geração da série temporal das forças de ondas de primeira ordem, atuantes no navio.

Dada a Função de transferência da força de excitação:

$$F_{z_j}(\chi, \omega) \text{ para } j = 3, 4, 5$$

Os espectros de força e momento podem ser calculados por:

$$S_{F_j}(\chi, \omega) = S(\omega)(F_{z_j}(\chi, \omega))^2$$

As forças e momentos de primeira ordem, em função do tempo, são calculados via transformação inversa de Fourier (ver Apêndice-B) como segue:

$$F_{O_j}(\chi, t) = \sum_{i=1}^n \sqrt{2 S_{F_j}(\chi, \omega_i)} \cos(\omega_i t + \phi_i) \quad (2.29)$$

χ é a direção de incidência da onda, em relação ao eixo do navio

ω é a frequência circular da onda harmônica (rad/s)

Os cálculos dos deslocamentos devido às forças de primeira ordem, utilizando-se os RAOs, são obtidos de modo análogo ao método de se obter as forças.

Dado os RAOs de cada grau de liberdade:

$$RAO_j(\chi, \omega), j = 1 \text{ a } 6$$

Os movimentos de primeira ordem, em função do tempo, são calculados via transformação inversa de Fourier como segue:

$$\zeta_j(\chi, t) = \sum_{i=1}^n \sqrt{2 S(\omega) RAO_j(\chi, \omega_i)^2} \cos(\omega_i t + \phi_i) \quad (2.30)$$

2.5.2 - Força de Deriva Média (F_{dm})

A força de deriva média é considerada apenas para os movimentos no plano horizontal, ou seja, *surge*, *sway* e *yaw*.

A força de deriva média é obtida a partir das QTFs, *Quadratic Transfer Function*, definidas para os diversos valores de frequências de ondas harmônicas dentro da faixa do espectro do mar considerado.

$$X_{dm1}(\chi, \omega), x_{dm2}(\chi, \omega), x_{dm6}(\chi, \omega) : \text{QTFs}$$

A força de deriva média para um dado ângulo de incidência, no espectro de mar considerado, é calculado por meio de cruzamento espectral.

$$F_{dm i}(\chi) = 2 \int_0^{\infty} S(\omega) x_{dm i}(\chi, \omega) d\omega \quad (2.31)$$

onde:

$F_{dm i}(\chi)$, $i=1,2,6$ representam as forças/momento de deriva média na direção dos eixos G_x , G_y e G_z ;

2.5.3 - Força de Onda de Deriva Lenta (F_{dl})

A interação quadrática entre duas ondas harmônicas de frequências quaisquer, ω_i e ω_j , tem como resultado o aparecimento da Força de Deriva Lenta, que tem uma natureza oscilatória com frequência igual à “frequência diferença” ($\mu = \omega_i - \omega_j$).

Normalmente, a Força de Deriva Lenta tem intensidade menor que as outras componentes da onda, porém dependendo do sistema de amarração utilizado, esta força pode ter um efeito significativo, causando movimentos oscilatórios lentos de grande amplitude, devido à ressonância do sistema, resultando em altos picos de tensão no sistema de amarração.

Os métodos para obter estas forças foram intensamente pesquisados, Hsu & Berkman (1970), Newman (1974), Pinkster (1976), Marthinsen (1983), dentre outros propuseram métodos de cálculo simplificado, baseados nas forças de deriva média sem considerar os termos fora da diagonal principal da matriz da função quadrática da força de deriva. Em seguida é apresentado um método proposto por Aranha & Fernandes (1994), adotado no modelo de simulação.

Introduzindo a variável adimensional:

$$\Omega = (\omega_i - \omega_j) / \omega_0 = \mu / \omega_0$$

onde :- ω_0 é a frequência típica da onda

Em seu trabalho, Aranha & Fernandes (1994), mostram que para as frequências diferenças Ω menores que 0.1, o espectro da deriva lenta pode ser considerado como ruído branco, ou seja, o valor de μ pode ser considerado como zero. Desta forma, a fórmula para o cálculo do espectro de deriva lenta, dada por :

$$S_{X_i}(\chi, \mu) = 8 \int_0^{\infty} S(\omega) S(\omega + \mu) \left[x_{dm_i} \left(\chi, \omega + \frac{\mu}{2} \right) \right]^2 d\omega ; \quad i = 1, 2, 6 \quad (2.32)$$

Pode ser simplificada para :

$$S_{X_i}(\chi, \mu) = 8 \int_0^{\infty} S^2(\omega) x_{dm_i}^2(\chi, \omega) d\omega \quad (2.33)$$

Com os espectros de força de deriva lenta, as forças de deriva lenta no domínio do tempo (F_{di}) podem ser calculadas aplicando a transformada inversa de Fourier.

$$F_{di}(\chi, t) = \sum_{i=1}^n \sqrt{2S_{X_i}(\chi, \mu)} d\mu \cos(\mu t + \phi_i); \quad \text{para } i = 1, 2, 6 \quad (2.34)$$

onde: $d\mu = d\omega$ e $\phi =$ fase aleatória ($0 \sim 2\pi$)

2.6 - FORÇA DE AMARRAÇÃO (F_{am})

A força de amarração, independente do sistema adotado, é calculada num regime quase estático, sem considerar o efeito dinâmico nas linhas, que pode aumentar ainda mais os picos de força nas linhas. Suhara (1980), mostra que os picos de tensão podem dobrar de intensidade, por conta da tensão dinâmica.

2.6.1 - Monobóia

Nesta análise, a dinâmica tanto do *hawser* como da monobóia, não são consideradas, considerando esta última fixa no espaço. Assim, a força de restauração do sistema de amarração é função da curva de restauração equivalente do conjunto *hawser* - monobóia, e da posição instantânea do *fairleader* do navio em relação ao centro da monobóia. Devido à não linearidade das curvas de restauração da monobóia e da elasticidade do *hawser*, a curva equivalente é calculada através da linearização de ambas as curvas, em vários trechos, para depois fazer uma combinação, como se fossem duas molas em série, Fig.2.5.

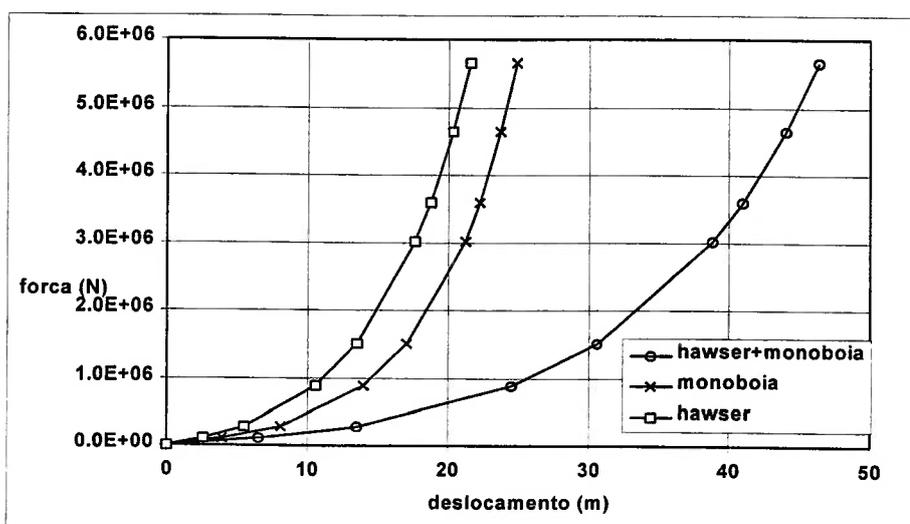


Fig.2.5 - Curva de restauração da monobóia

A curva de elasticidade do *hawser*, é calculada em função da força de ruptura e do comprimento inicial do mesmo, conforme equação abaixo.

$$\Delta l = l_0 \ln\left(\frac{31.53 F}{F_{rup}} + 1\right) 0.05488 \quad (2.35)$$

A força de amarração em cada direção é calculada projetando-se a força de tração do *hawser* em cada uma das direções do sistema local.

2.6.2 - DICAS ou SMS

A força de amarração, devido a cada uma das linhas que compõe o sistema DICAS ou SMS é calculada de modo análogo ao da monobóia. Neste caso, há duas componentes, a força de restauração horizontal e a força vertical da linha que são calculadas através das curvas características da linha (catenária), função da excursão horizontal.

2.6.3 - Turret

Devido às características construtivas do *turret*, as forças horizontais das linhas, atuantes na periferia do mesmo, não causam momento em relação ao seu centro. Assim, este foi modelado de uma forma simplificada. Ao invés de se considerar as linhas de amarração chegando na periferia do *turret*, considerou-se todas as linhas conectadas num único ponto, equivalente ao centro do mesmo.

2.7 FORÇA DE RESTAURAÇÃO HIDROSTÁTICA (F_{res})

A força de restauração hidrostática, ocorrem somente nos movimento fora do plano horizontal e é proporcional à massa deslocada pelo corpo flutuante. Na direção de *heave*, corresponde à força de empuxo menos a força peso do navio, já nas direções de

roll e *pitch* tem se o momento restaurador devido à inclinação do navio. Os coeficientes de restauração, c_{ij} , podem ser obtidos através do programa WAMIT (1993).

$$\begin{aligned}
 F_{res}(1) &= 0.0 \\
 F_{res}(2) &= 0.0 \\
 F_{res}(3) &= c_{33}x_3 + c_{35}x_5 \\
 F_{res}(4) &= c_{44}x_4 \\
 F_{res}(5) &= c_{55}x_5 + c_{53}x_3 \\
 F_{res}(6) &= 0.0
 \end{aligned}
 \tag{2.36}$$

2.8 - FORÇA DE AMORTECIMENTO POTENCIAL (F_{pot})

O amortecimento do casco do navio devido à radiação de ondas é calculado a partir de coeficientes obtidos com o programa WAMIT (1993), que utiliza o método de distribuição de fontes. As componentes das forças de amortecimento potencial consideradas são dadas por :

$$\begin{aligned}
 F_{pot}(1) &= -b_{11}\dot{x}_1 \\
 F_{pot}(2) &= -b_{22}\dot{x}_2 - b_{26}\dot{x}_6 \\
 F_{pot}(3) &= -b_{33}\dot{x}_3 - b_{35}\dot{x}_5 \\
 F_{pot}(4) &= -b_{44}\dot{x}_{44} \\
 F_{pot}(5) &= -b_{55}\dot{x}_5 - b_{53}\dot{x}_3 \\
 F_{pot}(6) &= -b_{66}\dot{x}_6 - b_{62}\dot{x}_2
 \end{aligned}
 \tag{2.37}$$

No caso de navios, os coeficientes b_{11} , b_{22} , b_{66} e b_{26} são muito pequenos, para os movimentos lentos de baixa frequência, assim podem ser desprezados. Ao se considerar as forças de 1a. ordem, no plano horizontal, deve-se incluir tais coeficientes, através de uma função de memória.

2.9 - WAVE DRIFT DAMPING (F_{wd})

Em seus trabalhos, Wichers (1988) observou que o ensaio de decaimento de navios amarrados era fortemente afetado com a presença de ondas, no caso, Wichers observou que o aumento de amortecimento era proporcional ao quadrado da amplitude da onda. O amortecimento adicional é resultado da velocidade do corpo e/ou presença de corrente, que acaba por alterar a frequência de encontro da onda (efeito Doppler). A Fig.2.6 ilustra a influência da corrente nos coeficientes de força de deriva média. No caso, como a corrente tem o mesmo sentido da onda, há um aumento na frequência de encontro, que resulta no aumento da força de deriva média.

O modelo de *wave drift damping*, aqui considerado, é baseado no procedimento proposto por Aranha (1994).

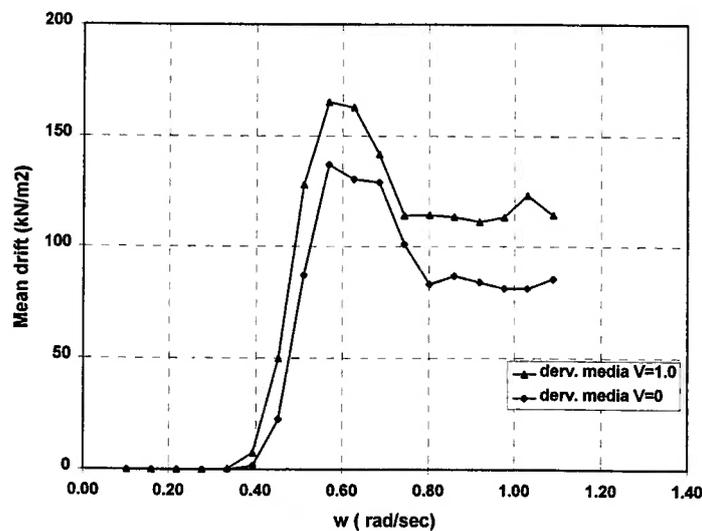


Fig.2.6 - Função quadrática de transferência da força de deriva média, em função da presença de corrente, para um navio de 200kDWT 100% carregado

A matriz de *wave drift damping*, $\mathbf{B}_H^{(wd)}$, para uma onda harmônica é dada por:

$$\mathbf{B}_H^{(wd)}(\omega) = \frac{1}{c} \left[\mathbf{I}_{(3,3)} \middle| \mathbf{I}_{(3,3)} \right]_{(3,6)} \times \begin{bmatrix} \cos \alpha_0 \mathbf{b}_w & \sin \alpha_0 \mathbf{b}_w & \mathbf{0} \\ \sin \alpha_0 \mathbf{b}_r & \cos \alpha_0 \mathbf{b}_r & \mathbf{0} \end{bmatrix}_{(6,3)} \quad (2.38)$$

onde :

$\alpha_0 = \chi - x_6$: é o ângulo de incidência da onda relativo ao eixo do navio

$$\mathbf{b}_w = 4 \cdot \mathbf{D}_0(\omega, \alpha_0) + \omega \frac{\partial \mathbf{D}_0}{\partial \omega}(\omega, \alpha_0)$$

$$\mathbf{b}_r = -2 \cdot \frac{\partial \mathbf{D}_0}{\partial \omega}(\omega, \alpha_0)$$

\mathbf{I} = matriz identidade

onde, $\mathbf{D}_0(\omega, \alpha_0)$ é a força de deriva média:

$$\mathbf{D}_0(\omega, \alpha_0) = D_{x0}(\omega, \alpha_0) \bar{\mathbf{i}} + D_{y0}(\omega, \alpha_0) \bar{\mathbf{j}} + D_{n0}(\omega, \alpha_0) \bar{\mathbf{k}}$$

A matriz de *wave drift damping* para mar irregular é dada por:

$$\mathbf{B}^{(wd)}(\alpha_0) = 2 \int_0^{\infty} \mathbf{S}(\omega) \cdot \mathbf{B}_H^{(wd)}(\omega, \alpha_0) d\omega \quad (2.39)$$

Finalmente, a força de *wave drift damping* na presença de corrente de velocidade,

V_C , é dada por:

$$\mathbf{F}_{wd} = \mathbf{B}^{(wd)}(\alpha_0) \cdot \begin{bmatrix} \mathbf{u}_r \\ \mathbf{v}_r \\ \dot{x}_6 \end{bmatrix}$$

onde: $\mathbf{u}_r = \dot{x}_1 - V_C \cos(\psi_{Cr})$

$\mathbf{v}_r = \dot{x}_2 - V_C \sin(\psi_{Cr})$

assim,

$$\mathbf{F}_{wd} = V_C \cdot \mathbf{B}^{(wd)}(\alpha_0) \cdot \begin{bmatrix} \cos \psi_{Cr} \\ \sin \psi_{Cr} \\ 0 \end{bmatrix} - \mathbf{B}^{(wd)}(\alpha_0) \cdot \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_6 \end{bmatrix} \quad (2.40)$$

A primeira parcela, constante, tem como efeito o aumento ou diminuição da força de deriva média, enquanto que a segunda parcela corresponde ao amortecimento, propriamente dito.

2.10 - FORÇA DE AMORTECIMENTO DAS LINHAS (F_{AC})

Num recente trabalho, Nishimoto et al. (1997) relatam um ensaio de decaimento, em escala real, na direção longitudinal de um navio FSO com sistema de amarração DICAS, onde verificaram a grande importância do amortecimento devido às linhas, que chegava a representar cerca de 75% do amortecimento global do sistema. Ou seja, em condições ambientais amenas, o amortecimento devido às linhas, praticamente domina o amortecimento em *surge*.

O modelo de amortecimento de linhas, proposto no trabalho, acima citado, foi implementado no modelo de simulação. O modelo é baseado na dissipação de energia, devido ao arraste hidrodinâmico da linha, causado pelo deslocamento horizontal da extremidade superior, fixa ao navio, em decorrência do movimento de baixa frequência do mesmo. A dinâmica da linha, devido aos movimentos de alta frequência do navio, não são considerados. Assim, o modelo é quase estático, sendo válidas as equações estáticas da catenária. O modelo é dividido em duas componentes horizontais, atuantes na extremidade superior da linha. A primeira é coplanar ao plano da catenária, e a segunda é perpendicular a esse mesmo plano. A Fig.2.7 mostra uma figura esquemática de uma linha em catenária, com as variáveis envolvidas no modelo.

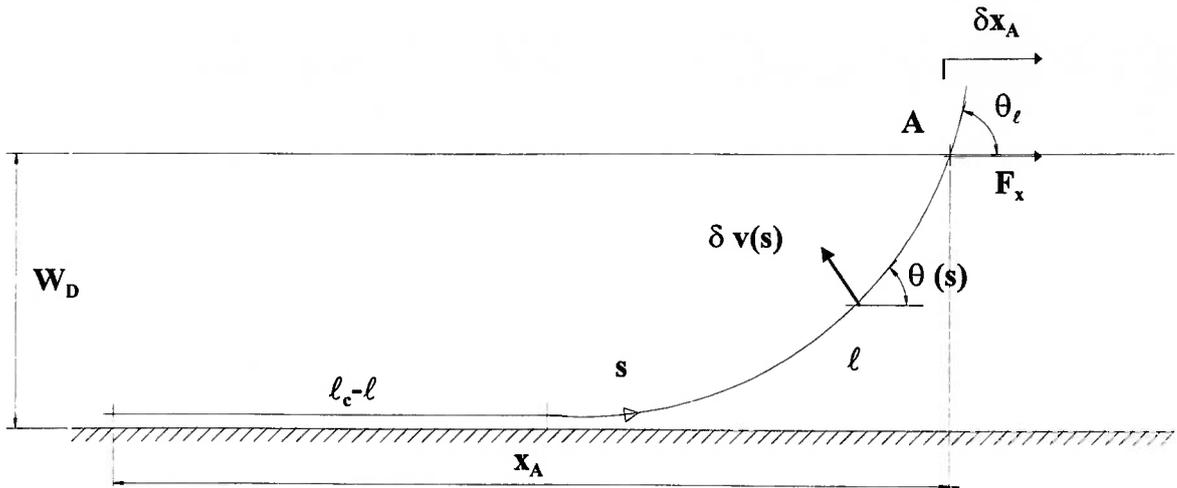


Fig.2.7 - Definição das variáveis envolvidas

A componente coplanar da força de amortecimento da linha, corresponde à força de arraste, resultante do deslocamento na direção normal à curvatura da linha, $\delta v(s)$, devido ao deslocamento, δx_A , da extremidade superior e é dada por:

$$F_{\text{cop}} = \frac{1}{2} \rho C_D D W_D \gamma |\delta \dot{x}_A| \delta \dot{x}_A \quad (2.41)$$

onde: - ρ - densidade do fluido

- C_D - coeficiente de arraste

- D - diâmetro equivalente da linha

- h - profundidade

- γ - coeficiente que é função da geometria da catenária, dada por:

$$\gamma = \left(\frac{R_H}{q} \right)^3 \cdot \frac{\cos \theta_\ell}{1 - \cos \theta_\ell} \cdot \int_0^{\theta_\ell} \frac{|f(\theta)| \cdot f^2(\theta)}{\cos^2 \theta} d\theta \approx \frac{\theta_\ell^5}{560} \cdot \left(\frac{R_H}{q} \right)^3$$

- R_H - é a rigidez horizontal da linha, dada por: $\frac{\delta F_x}{\delta X_A}$

- q - é o peso linear submerso da linha

A componente da força de amortecimento, perpendicular ao plano da linha é calculada como se a linha estivesse pivotada no ponto de ancoragem. Sendo, $l \ll l_c$, e ignorando o atrito com o solo, assume-se que todo o comprimento suspenso da linha se desloca com velocidade, $\delta \dot{y}_A$.

$$F_{\text{per}} = \frac{1}{2} \rho C_D D W_D \frac{\text{sen}\theta_\ell}{1 - \text{cos}\theta_\ell} |\delta \dot{y}_A| \delta \dot{y}_A \quad (2.42)$$

As forças F_{cop} e F_{per} de cada uma das linhas que compõe o sistema de amarração são decompostas e somadas segundo o sistema local de coordenadas.

$$F_{AC_n}(1) = F_{\text{cop}_n} \cos(\delta_n) - F_{\text{per}_n} \text{sen}(\delta_n)$$

$$F_{AC_n}(2) = F_{\text{cop}_n} \text{sen}(\delta_n) + F_{\text{per}_n} \cos(\delta_n)$$

$$F_{AC_n}(6) = -F_{AC_n}(1) A_{Y_n} + F_{AC_n}(2) A_{X_n}$$

onde: (A_{X_n}, A_{Y_n}) são as coordenadas do n-ésimo *fairlead* no sistema local

δ_n = ângulo entre o azimute da n-ésima linha e o eixo do navio

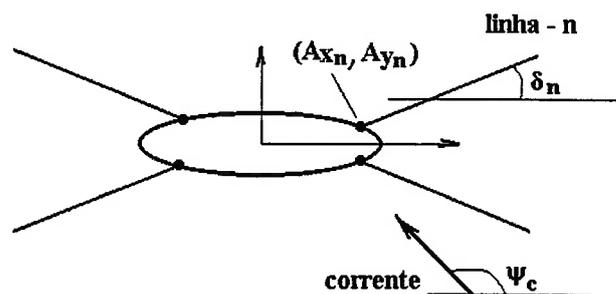


Fig.2.8 – Definição dos parâmetros das linhas

2.11 - FORÇA DE ARRASTE NAS LINHAS (F_{DC})

A força de arraste hidrodinâmico nas linhas, devido à corrente, é calculada de uma forma simplificada, considerando-se um perfil triangular de corrente, atuando no comprimento suspenso da linha. Fig.2.9. Como hipótese, a linha é suposta rígida,

apoiada no ponto de *touchdown* e no *fairlead*. Assim, a força de arraste transmitida ao *fairlead* equivale à reação de apoio correspondente. Por ser a linha rígida a reação será uma força horizontal, com a direção igual a da corrente. O desenvolvimento completo encontra-se no APÊNDICE-C.

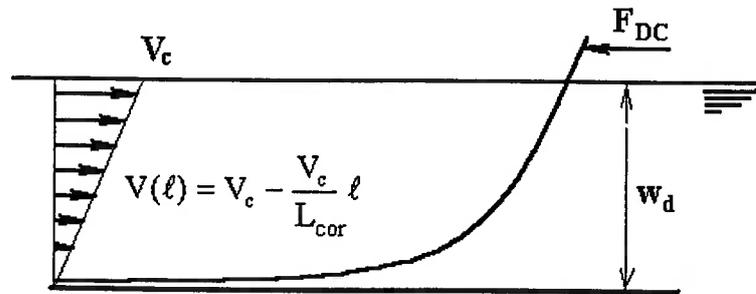


Fig.2.9 – Perfil de velocidades e carregamento na linha

A força total, devido ao arraste hidrodinâmico, na direção da corrente, atuante na linha é obtido através da integral:

$$F = \frac{1}{2} \rho C_D D \int_0^{L_{cor}} v^2(\ell) d\ell$$

$$F = \frac{1}{6} \rho C_D D L_{cor} V_c^2$$

onde:

L_{cor} é comprimento projetado da linha dada por:

$$L_{cor} = w_d \left[\left(\frac{\sin \theta_\ell}{1 - \cos \theta_\ell} - 1 \right) |\sin \alpha| + 1 \right]$$

onde: α é o ângulo de incidência da corrente relativo ao azimuth da linha

Supondo que a linha seja uma viga bi-apoiada, com um carregamento cúbico, a força transmitida ao *fairlead* equivale à reação de apoio, dada por:

$$F_{DC} = \frac{1}{10} \rho C_D D L_{cor} V_c^2 \quad (2.43)$$

assim, as componentes da força de arraste da n-ésima linha, transmitida ao navio, são dadas por:

$$F_{DCn}(1) = F_{DCn} \cos(\psi_c - \alpha_n)$$

$$F_{DCn}(2) = F_{DCn} \sin(\psi_c - \alpha_n)$$

$$F_{DCn}(6) = -F_{DCn}(1) A_{Yn} + F_{DCn}(2) A_{Xn}$$

onde: (A_{Xn}, A_{Yn}) são as coordenadas do n-ésimo *fairlead* no sistema local

2.12 - FORÇA HIDRODINÂMICA DE NAVIO EM MOVIMENTO NUM CAMPO DE CORRENTE (F_C)

O navio, quando em movimento, na presença ou não de corrente, fica sujeito a ação de forças ativas e reativas devido aos amortecimentos viscosos e potenciais, à força de arraste hidrodinâmico, etc. Neste texto, o termo **forças hidrodinâmicas** será utilizado para designar a força resultante de todos esses efeitos.

Como hipótese para o cálculo das forças hidrodinâmicas, a direção e a intensidade da corrente são consideradas constantes com relação ao tempo, e é utilizado o conceito de velocidade relativa do fluido em relação ao navio.

Devido à grande sensibilidade do sistema às forças hidrodinâmicas, estas têm sido intensamente estudada por vários autores, que apresentam pequenas diferenças no método de cálculo.

A formulação clássica, para o cálculo das forças hidrodinâmicas, utilizada para o estudo da dinâmica de navios amarrados, como as desenvolvidas por Wichers e Obokata e mais recentemente por Leite, Aranha e Pesce, ao invés dos modelos hidrodinâmicos de

manobras, se justifica na medida em que, nesta condição, o navio apresenta ângulo de deriva relativamente grande, baixa velocidade de avanço e uma razoável velocidade angular, em oposição à dinâmica de manobras de alta velocidade, onde o navio apresenta grande velocidade, pequeno ângulo de deriva e baixa velocidade angular.

Em 1986, Takashina (1986) propôs uma nova metodologia para o cálculo das forças hidrodinâmicas, atuantes no casco do navio durante a atracação, através da ajuda de rebocadores, ou seja, uma manobra de baixa velocidade.

Esta formulação foi usada por Souza Jr (1990), para desenvolver um simulador de movimento para manobras de atracação de navios, em um trabalho de pesquisa neste Departamento. Em vista dos bons resultados obtidos com o emprego desse modelo, decidiu-se investigar a sua aplicabilidade no estudo da dinâmica de navios amarrados, uma vez que há uma relativa semelhança entre os dois problemas, onde as forças viscosas são preponderantes em relação aos potenciais.

Na sequência são apresentados alguns dos modelos hidrodinâmicos, que foram propostos por Wichers, Fujino, Obokata, Leite & Aranha & Pesce, e Takashina.

2.12.1 - Modelo Wichers

Wichers, em sua tese de doutorado (1988), analisa os modelos de vários autores para a estimativa dos esforços hidrodinâmicos que atuam sobre um navio sob a ação de vento, corrente e ondas.

Sabe-se que no caso do sistema navio-monobóia, a precisão das forças hidrodinâmicas afeta fortemente os resultados da simulação. Wichers mostra a importância desta força na simulação do sistema, dando um enfoque especial para o movimento de *surge*, pela dificuldade em se obter o coeficiente de amortecimento, ou

melhor, a força hidrodinâmica nesta direção, em função de sua pequena magnitude, e também pela grande importância desta força na estabilidade do sistema. Wichers realizou inúmeros ensaios com modelos reduzidos com o objetivo de obter e analisar esta força.

De acordo com Wichers (1988), o sistema de equações dos movimentos no plano horizontal, devido às forças hidrodinâmicas, na presença de corrente de velocidade V_c e incidência ψ_c , é descrito da seguinte forma:

$$\begin{aligned}
 (M + a_{11})\ddot{x}_1 &= (M + a_{22})\dot{x}_2\dot{x}_6 - (a_{22} - a_{11}) V_c \sin(\psi_c - x_6) \dot{x}_6 + X_{1stat} + X_{1dyn} \\
 (M + a_{22})\ddot{x}_2 + a_{26}\ddot{x}_2 &= -(M + a_{11})\dot{x}_1\dot{x}_6 - (a_{22} - a_{11}) V_c \cos(\psi_c - x_6) \dot{x}_6 + X_{2stat} + X_{2dyn} \\
 (I_6 + a_{66})\ddot{x}_6 + a_{62}\ddot{x}_2 &= X_{6stat} + X_{6dyn}
 \end{aligned}
 \tag{2.44}$$

Obs. A equação (2.44), acima, será utilizada como base para a comparação dos termos estáticos e dinâmicos dos outros modelos também.

Onde Wichers divide as forças hidrodinâmicas em duas partes, estática e dinâmica. A parte estática equivale à tradicional força de arrasto hidrodinâmico, dada por:

$$\begin{aligned}
 X_{1stat} &= \frac{1}{2} \rho \cdot LTC_{1c}(\psi_{cr}) V_{cr}^2 \\
 X_{2stat} &= \frac{1}{2} \rho \cdot LTC_{2c}(\psi_{cr}) V_{cr}^2 \\
 X_{6stat} &= \frac{1}{2} \rho \cdot L^2 TC_{6c}(\psi_{cr}) V_{cr}^2
 \end{aligned}
 \tag{2.45}$$

A parte dinâmica representa a força de amortecimento viscoso adicional, devido ao movimento de rotação em *yaw* da embarcação, dada por:

$$\begin{aligned}
 X_{1dyn} &= 0.6 (a_{22} - a_{11}) V_c \cdot \text{sen}(\psi_c - x_6) \dot{x}_6 \\
 X_{2dyn} &= X_{2D} \\
 X_{6dyn} &= X_{6D}
 \end{aligned}
 \tag{2.46}$$

onde:

$$X_{2D} = \left[\begin{array}{l} X'_{2Vr} * V_{cr} * \dot{x}_6 + X'_{2V|r|} * V_{cr} * |\dot{x}_6| + X'_{2r^2} * L * \dot{x}_6^2 + X'_{2|r|r} * \\ L * \dot{x}_6 * |\dot{x}_6| + X'_{2r^3/V} * \dot{x}_6^3 * L^2/V_{cr} + X'_{2|r^3/V} * |\dot{x}_6|^3 * L^2/V_{cr} \end{array} \right] \frac{1}{2} \rho L^2 T \quad (2.47)$$

$$X_{6D} = \left[\begin{array}{l} X'_{6Vr} * V_{cr} * \dot{x}_6 + X'_{6V|r|} * V_{cr} * |\dot{x}_6| + X'_{6r^2} * L * \dot{x}_6^2 + X'_{6|r|r} * \\ L * \dot{x}_6 * |\dot{x}_6| + X'_{6r^3/V} * \dot{x}_6^3 * L^2/V_{cr} + X'_{6|r^3/V} * |\dot{x}_6|^3 * L^2/V_{cr} \end{array} \right] \frac{1}{2} \rho L^3 T$$

onde:

$C_{ic}(\psi)$ = coeficiente de força de arraste hidrodinâmico em função do ângulo de ataque.

ψ_c = ângulo de incidência da corrente

$V_{cr} = (u_r^2 + v_r^2)^{1/2}$ = velocidade relativa da corrente, onde

$$u_r = \dot{x}_1 - V_c \cos(\psi_c - x_6)$$

$$v_r = \dot{x}_2 - V_c \sin(\psi_c - x_6)$$

$$\psi_{cr} = \arctan(-v_r / -u_r) = \text{ângulo de incidência relativo da corrente}$$

Aqui, Wichers calcula as forças dinâmicas através de coeficientes hidrodinâmicos, obtidos com a expansão em séries de Fourier das forças obtidas em ensaios, utilizando o PMM (*Planar Motion Mechanism*), em função de uma velocidade de yaw, oscilatória. A Fig.2.10, retirada do trabalho de Wichers, ilustra a influência da velocidade de yaw nas forças hidrodinâmicas.

200 kW tanker - 82.5 m water depth - $V_c = 1.03 \text{ m.s}^{-1}$

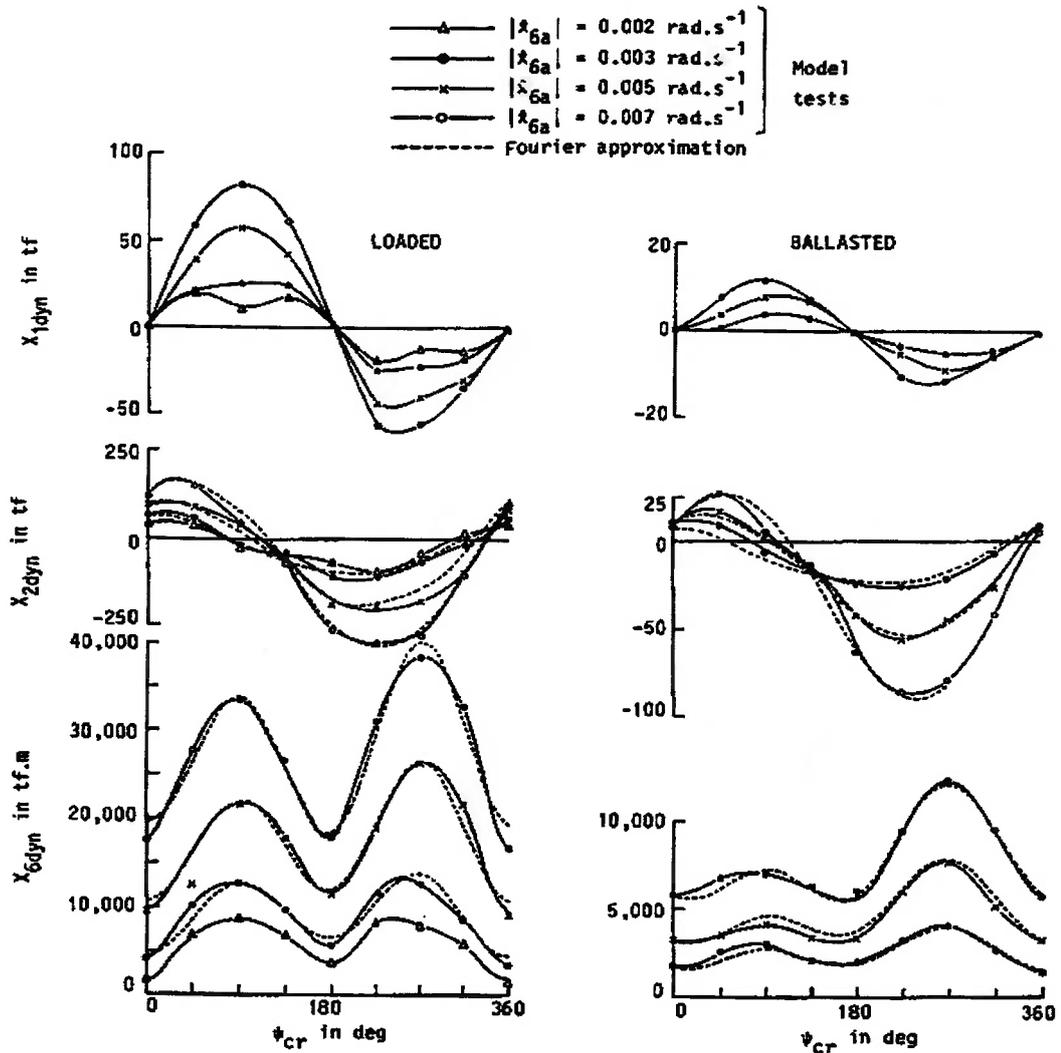


Fig.2.10 Influência da velocidade de yaw nas forças dinâmicas

No caso, os coeficientes hidrodinâmicos que compõem as forças X_{2D} e X_{6D} (2.47) são funções do ângulo de incidência e da condição de calado. Para exemplificar, abaixo é transcrito o coeficiente X'_{2Vr} :

$$X'_{2Vr} = 0.06435 - 0.03996 \cos(2\psi_{cr}) + 0.02654 \cos(3\psi_{cr}) + \\ + (0.00683 \cos(2\psi_{cr}) + 0.06634 \cos(3\psi_{cr})) Q$$

$$\text{onde : } Q = \frac{T - T_{40}}{T_{100} - T_{40}}$$

T : calado efetivo

T₄₀ : 40% do calado de projeto

T₁₀₀ : 100% do calado de projeto

Supondo que os coeficientes sejam linearmente proporcionais ao calado, o número “Q” ($0 < Q < 1$) faz a interpolação da condição de calado.

Pelo fato de não ter conseguido bons resultados com este modelo, Wichers, num trabalho posterior, juntamente com Kat (1991), volta a utilizar o *local cross flow principle*, (2.48), adotado por outros autores, inclusive por ele mesmo, em trabalho anterior a sua tese, porém com algumas modificações. É através do *local cross flow principle* que é calculada a parcela dinâmica da força hidrodinâmica, resultante do movimento de *yaw* do navio, e pode ser vista como um amortecimento viscoso adicional. Por este princípio, as forças hidrodinâmicas devido à rotação em *yaw* do navio são calculadas integrando-se a contribuição da força de arraste de cada seção do navio. Onde é considerada a velocidade e o ângulo de ataque relativos de cada seção ao longo do navio. Fig.2.11.

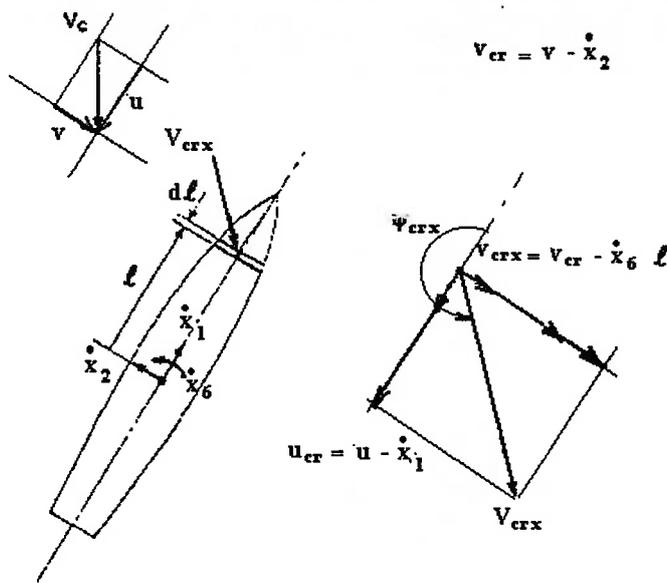


Fig.2.11 ângulo de incidência seccional relativo

$$\begin{aligned}
 X_{1\text{dyn}} &= 0.5 (a_{22} - a_{11}) V_c \text{ sen } (\psi_c - x_6) \dot{x}_6 \\
 X_{2\text{dyn}} &= 0.5 \rho T C_{2c}(90^\circ) \int_{-L/2}^{L/2} \left[(v_{cr} - \dot{x}_6 \ell) |v_{cr} - \dot{x}_6 \ell| - v_{cr} |v_{cr}| \right] d\ell \quad (2.48) \\
 X_{6\text{dyn}} &= 0.5 \rho T \int_{-L/2}^{L/2} \left[C_{2c}(\psi_{cr}(\ell)) \left\{ (v_{cr} - \dot{x}_6 \ell)^2 + u_{cr}^2 \right\} - C_{2c}(\psi_{cr}) V_{cr}^2 \right] \ell d\ell
 \end{aligned}$$

onde:

$$u_{cr} = -u_r, v_{cr} = -v_r$$

$$\psi_{cr}(\ell) = \arctan\left(\frac{v_{cr} - \dot{x}_6 \ell}{u_{cr}}\right) - \text{ângulo de incidência seccional relativo da corrente}$$

Na componente $X_{2\text{dyn}}$ da fórmula (2.48), Wichers, através da expressão, $[(v_{cr} - \dot{x}_6 \ell) |v_{cr} - \dot{x}_6 \ell| - v_{cr} |v_{cr}|]$, obtém a velocidade seccional transversal, devido a apenas a rotação do navio. E para obter a contribuição de força seccional, é multiplicado o coeficiente de arraste lateral, C_{2c} , para uma incidência a 90° , o que é razoável por se estar considerando apenas a componente transversal de velocidade. Para o cálculo da componente $X_{6\text{dyn}}$, a contribuição estática, $C_{2c}(\psi_{cr})V_{cr}^2$ é subtraída da contribuição

dinâmica, $C_{2c}(\psi_{cr}(\ell)) \left\{ (v_{cr} - \dot{x}_6 \ell)^2 + u_{cr}^2 \right\}$, que é calculada, utilizando-se a velocidade seccional total e o coeficiente para o ângulo de incidência relativo de cada seção.

2.12.2 - Modelo Obokata

O modelo de Obokata (1987), também baseado no *local cross flow principle*, é muito semelhante ao último modelo de Wichers, utilizando o mesmo tipo de coeficientes de arraste hidrodinâmico, apresentando, porém, pequenas diferenças na formulação, tornando-a, aparentemente, um pouco mais elaborada. No caso, diferentemente de Wichers, Obokata calcula também a contribuição dinâmica para o cálculo da componente longitudinal de força hidrodinâmica.

$$\begin{aligned}
 X_{1stat} + X_{1dyn} &= 0.5 \rho T \int_{-\frac{1}{2}}^{\frac{1}{2}} \left[C_{1c}(\psi_{crx}) V_{crx}^2 \right] d\ell \\
 X_{2stat} + X_{2dyn} &= 0.5 \rho T \int_{-\frac{1}{2}}^{\frac{1}{2}} \left[C_{2c}(\psi_{crx}) V_{crx}^2 \right] d\ell \\
 X_{6stat} + X_{6dyn} &= 0.5 \rho T L^2 C_{6c}(\psi_{cr}) V_{cr}^2 + 0.5 \rho T \int_{-\frac{1}{2}}^{\frac{1}{2}} \left[C_{2c}(\psi_{crx}) V_{crx}^2 - C_{2c}(\psi_{cr}) V_{cr}^2 \right] \ell d\ell
 \end{aligned} \tag{2.49}$$

Onde:

$$V_{crx} = \sqrt{u_{cr}^2 + (v_{cr} - \dot{x}_6 \ell)^2} \text{ - velocidade seccional relativa da corrente}$$

$$\psi_{crx} = \arctan\left(\frac{v_{cr} - \dot{x}_6 \ell}{u_{cr}}\right) \text{ - ângulo de incidência seccional relativa da corrente}$$

u_{cr} e v_{cr} são as componentes da velocidade da corrente em relação ao navio

As curvas dos coeficientes de força de arraste hidrodinâmico em função do ângulo de ataque, $C_{ic}(\psi)$, utilizados por Obokata são iguais aos utilizados por Wichers.

A componente $X_{6stat} + X_{6dyn}$ de Obokata é idêntica à de Wichers. Quanto a componente $X_{2stat} + X_{2dyn}$, Obokata considera a variação do ângulo de incidência seccional, ao integrar as contribuições de cada secção do navio. Ver Fig.2.11.

2.12.3 - Modelo Fujino

Fujino (1983), foi o pioneiro na utilização de coeficientes de manobras para o cálculo dos esforços hidrodinâmicos no estudo dinâmico de sistemas SPM. Sua proposta era muito interessante, pois no cálculo das forças hidrodinâmicas, Fujino mistura coeficientes de manobra com o *local cross flow principle*. Tal método aproveita os coeficientes de manobra, que vem sendo muito estudado nos últimos tempos, possuindo assim uma grande biblioteca de dados, diferentemente dos coeficientes de arraste em função do ângulo de ataque, que começaram a ser estudados mais recentemente, no final da década de 70. E utiliza apenas o coeficiente de arraste transversal do navio, $C_{2c}(90^\circ)$, teoricamente mais fácil de ser determinado, devido à sua maior magnitude.

Porém, a grande limitação de seu modelo era o fato deste utilizar coeficientes de manobra de alta velocidade. Normalmente, tais coeficientes são obtidos para ângulos inferiores a 45° , uma vez que a manobra de um navio, em velocidade de projeto, dificilmente ultrapassa esse valor.

Em navios amarrados, porém, dependendo da combinação das forças ambientais o navio assume posições que podem facilmente resultar em ângulos de incidência relativa à corrente superiores à 90° , limitando assim a sua utilização. Entretanto, quando o sistema é relativamente bem comportado, não ocorrendo ângulos relativos de corrente superiores à 45° , o modelo apresenta bons resultados.

De acordo com Fujino, as forças hidrodinâmicas são dadas por:

$$\begin{aligned}
 X_{1stat} + X_{1dyn} &= X(u_{cr}) + X_{vr} v_{cr} \dot{x}_6 \\
 X_{2stat} + X_{2dyn} &= Y_v v_{cr} + Y_r \dot{x}_6 + 0.5 \rho T C_{2c}(90^\circ) \int_{-L/2}^{L/2} (v_{cr} - \dot{x}_6 \ell) |v_{cr} - \dot{x}_6 \ell| d\ell \quad (2.50) \\
 X_{6stat} + X_{6dyn} &= N_v v_{cr} + N_r \dot{x}_6 + 0.5 \rho T C_{2c}(90^\circ) \int_{-L/2}^{L/2} (v_{cr} - \dot{x}_6 \ell) |v_{cr} - \dot{x}_6 \ell| \ell d\ell
 \end{aligned}$$

onde:

$X(u_{cr})$ é a força de arraste hidrodinâmico na direção x , dada por:

$$X(u_{cr}) = 0.5 \rho L T C_{1c}(0^\circ) u_{cr}^2$$

Y_v, Y_r, N_v, N_r são coeficientes hidrodinâmicos de manobras

Em seu modelo, Fujino considera a contribuição dinâmica, devido a rotação em *yaw*, na direção de *surge*, também. Comparando com o modelo de Wichers, na direção de *sway* aparece o termo $Y_r \dot{x}_6$ a mais. Para a direção de *yaw*, além do termo $N_r \dot{x}_6$ a mais, o *local cross flow* não leva em consideração a variação do ângulo de incidência seccional relativo.

2.12.4 - Modelo de Asa Curta

O modelo hidrodinâmico, desenvolvido por Leite, Aranha e Pesce (1997), denominado como Modelo de Asa Curta, também utiliza o *local cross flow principle*, para o cálculo da parcela dinâmica das forças hidrodinâmicas. A parcela estática, é calculada através das fórmulas de arraste hidrodinâmico, utilizando os “Coeficientes de Asa Curta”. Além disso, o modelo tem como diferencial, a correção do coeficiente lateral, C_{2c} , ao longo do comprimento do navio, e a introdução do momento de *tip-vortex*, resultado da geração de vórtices, nas extremidades do navio, resultante do movimento de rotação do mesmo.

A parcela estática é igual à proposta por Wichers, (2.45), só que neste caso, ao invés dos tradicionais coeficientes da OCIMF, aqui são utilizados os “Coeficientes de Asa Curta”, que são calculados através das fórmulas (2.52), (2.53) e (2.54).

A parcela estática, análoga a de Wichers, é abaixo reescrita:

$$\begin{aligned} X_{1stat} &= \frac{1}{2} \rho \cdot L T C_{1c}(\psi_{cr}) V_{cr}^2 \\ X_{2stat} &= \frac{1}{2} \rho \cdot L T C_{2c}(\psi_{cr}) V_{cr}^2 \\ X_{6stat} &= \frac{1}{2} \rho \cdot L^2 T C_{6c}(\psi_{cr}) V_{cr}^2 \end{aligned} \quad (2.51)$$

onde os coeficientes de arraste hidrodinâmicos são dados por:

$$C_{1c}(\psi_{cr}) = \left[\frac{0.09375}{(\log(Re) - 2)^2} \frac{S}{T L} \right] \cos(\psi_{cr}) + \frac{1}{8} \frac{\pi T}{L} (\cos(3\psi_{cr}) - \cos(\psi_{cr})) \quad (2.52)$$

$$\begin{aligned} C_{2c}(\psi_{cr}) &= \left[C_Y - \frac{\pi T}{2L} \right] \sin(\psi_{cr}) |\sin(\psi_{cr})| + \frac{\pi T}{2L} \sin^3(\psi_{cr}) + \\ &+ \left[1 + \frac{C_B B}{T} \right] \sin(\psi_{cr}) |\cos(\psi_{cr})| \end{aligned} \quad (2.53)$$

$$\begin{aligned} C_{6c}(\psi_{cr}) &= \frac{-\xi}{L} \left[C_Y - \frac{\pi T}{2L} \right] \sin(\psi_{cr}) |\sin(\psi_{cr})| - \frac{\pi T}{L} \sin(\psi_{cr}) \cos(\psi_{cr}) + \\ &- \left[\frac{1 + |\cos(\psi_{cr})|}{2} \right]^2 \frac{\pi T}{L} \left[\frac{1}{2} - 2.4 \frac{T}{L} \right] \sin(\psi_{cr}) |\cos(\psi_{cr})| \end{aligned} \quad (2.54)$$

onde: C_B : Coeficiente de bloco

S : Superfície molhada

ξ : distância entre o centro de pressão hidrodinâmica e a secção mestra

C_Y : Coeficiente de arraste lateral para $\psi_{cr} = 90^\circ$, $C_{2c}(90^\circ)$

Observando-se as fórmulas (2.52 a 2.54), percebe-se que os “Coeficientes de Asa Curta”, acima desenvolvidos, são baseados não apenas na teoria de asas de baixa razão de aspecto, mas sim na combinação desta com os coeficientes de *cross flow drag* .

A parcela dinâmica devido à rotação em *yaw* do navio é obtida integrando-se a contribuição de cada seção ao longo do comprimento do navio.

$$X_{1dyn} = 0.0$$

$$X_{2dyn} = 0.5 \rho T \int C_D(\ell) \left[(v_{cr} + \dot{x}_6 \ell) |v_{cr} + \dot{x}_6 \ell| \right] d\ell \quad (2.55)$$

$$X_{6dyn} = 0.5 \rho T \int C_D(\ell) \left[(v_{cr} + \dot{x}_6 \ell) |v_{cr} + \dot{x}_6 \ell| \right] \ell d\ell$$

considerando a função: $|x| = x \cdot \text{sign}(x)$, X_{2dyn} fica:

$$X_{2dyn} = 0.5 \rho T \int C_D(\ell) \left[(v_{cr} + \dot{x}_6 \ell)^2 \text{sign}(v_{cr} + \dot{x}_6 \ell) \right] d\ell \quad (2.56)$$

desenvolvendo (2.56):

$$X_{2dyn} = 0.5 \rho T \left[v_{cr}^2 \int C_D(\ell) \text{sign}(v_{cr} + \dot{x}_6 \ell) d\ell + \right. \\ \left. + 2 v_{cr} \dot{x}_6 \int C_D(\ell) \text{sign}(v_{cr} + \dot{x}_6 \ell) \ell d\ell + \dot{x}_6^2 \int C_D(\ell) \text{sign}(v_{cr} + \dot{x}_6 \ell) \ell^2 d\ell \right] \quad (2.57)$$

analogamente, obtém-se X_{6dyn} :

$$X_{6dyn} = 0.5 \rho T \left[v_{cr}^2 \int C_D(\ell) \text{sign}(v_{cr} + \dot{x}_6 \ell) \ell d\ell + \right. \\ \left. + 2 v_{cr} \dot{x}_6 \int C_D(\ell) \text{sign}(v_{cr} + \dot{x}_6 \ell) \ell^2 d\ell + \dot{x}_6^2 \int C_D(\ell) \text{sign}(v_{cr} + \dot{x}_6 \ell) \ell^3 d\ell \right] \quad (2.58)$$

Como a primeira parcela, das somas das equações (2.57) e (2.58), dependem somente da força lateral e já estão sendo consideradas na parte estática, através das

equações (2.51), os esforços dinâmicos são dados somente pelas componentes devido à rotação do navio. Assim:

$$X_{2\text{dyn}} = 0.5 \rho T \left[2 v_{\text{cr}} \dot{x}_6 \int C_D(\ell) \text{sign}(v_{\text{cr}} + \dot{x}_6 \ell) \ell \, d\ell + \dot{x}_6^2 \int C_D(\ell) \text{sign}(v_{\text{cr}} + \dot{x}_6 \ell) \ell^2 \, d\ell \right]$$

$$X_{6\text{dyn}} = 0.5 \rho T \left[2 v_{\text{cr}} \dot{x}_6 \int C_D(\ell) \text{sign}(v_{\text{cr}} + \dot{x}_6 \ell) \ell^2 \, d\ell + \dot{x}_6^2 \int C_D(\ell) \text{sign}(v_{\text{cr}} + \dot{x}_6 \ell) \ell^3 \, d\ell \right]$$

(2.59)

onde: $C_D(\ell) = C_Y * f(\ell)$

A função $f(\ell)$, dada na Fig.2.12, corrige a variação do coeficiente C_Y ao longo do comprimento do navio.

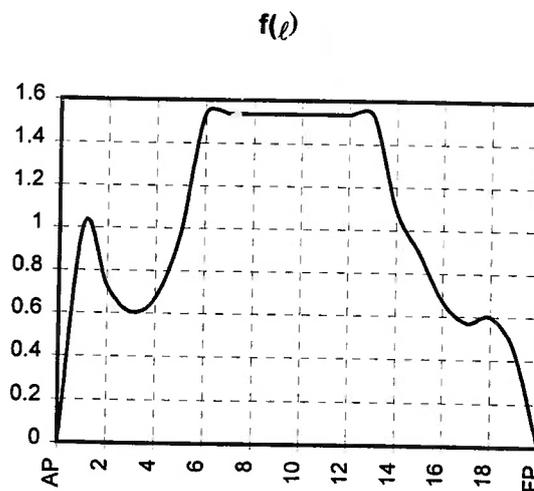


Fig.2.12 – Função de correção do coeficiente C_Y

Além do efeito do *local cross flow drag*, devido ao movimento de yaw do navio, ainda foi considerado um momento adicional devido ao efeito de *tip-vortex*, geração de

vórtices nas extremidades do navio. O modelo simplificado é baseado numa placa de comprimento L de profundidade infinita. A velocidade da corrente foi desconsiderada.

$$M_{TV} = -\frac{1}{16} \rho T C_D^{placa} L^4 \dot{x}_6 |\dot{x}_6| \quad (2.60)$$

A grande diferença, entre as parcelas dinâmicas deste modelo com os três anteriores, está no $C_D(\ell)$. Deixando de lado este detalhe, a parcela X_{2dyn} deste modelo é análogo ao de Wichers, onde não é considerado o ângulo de incidência seccional relativo. O termo X_{6dyn} , também segue o mesmo raciocínio, como no modelo de Fujino, onde não é levado em consideração o ângulo de incidência seccional da corrente.

Apesar de formatos bem diferentes, pode-se dizer que na essência este modelo apresenta alguma semelhança com o modelo de Fujino. Levando em conta que os coeficientes de manobra de alta velocidade são, essencialmente, o resultado da aplicação da teoria de asas de baixa razão de aspecto no casco do navio.

No caso, Aranha acabou condensando os coeficientes de manobras com os de *cross flow drag* em curvas de coeficiente de arrasto (C_{ic} x ângulo de incidência).

Cabe aqui mencionar que este modelo é o único a propor uma correção no coeficiente de arraste da direção longitudinal, de acordo com o No. de Reynolds. Hoje, a grande maioria dos trabalhos a cerca do assunto, ignora tal fato, utilizando indistintamente os coeficientes $C_{ic}(\psi)$, obtidos com modelos reduzidos, na simulação de sistemas reais.

2.12.5 - Modelo de Takashina (modificado)

A formulação desenvolvida por Takashina (1986), apesar de parecida com as clássicas fórmulas de manobra apresentadas por Abkowitz (1969) e Norbinn (1971), possui grandes diferenças conceituais.

Abkowitz e Norbinn fizeram uma expansão em série de Taylor das forças hidrodinâmicas atuantes no navio, durante manobras em velocidade de projeto, condição esta em que o navio apresenta grande velocidade de avanço, baixa taxa de variação angular e pequeno ângulo de deriva. Sendo que a última condição é essencial para a aplicação da expansão em séries de Taylor.

Takashina, por outro lado, precisava de um modelo para a simulação de atracação de navios em portos, situação em que o navio executa movimentos de *sway* e *yaw* de grande amplitude e possui ainda uma apreciável velocidade de *yaw*, resultante da ação de rebocadores e ainda possui uma baixa velocidade de *surge*, comparável à velocidade de *sway*, existindo assim, um grande acoplamento entre esses três movimentos.

O diferença entre os coeficientes levantados por Takashina e os tradicionais coeficientes de manobra de alta velocidade, está no método em que as forças hidrodinâmicas são obtidas. No caso, é dada uma atenção especial na influência do movimento de *yaw* nos movimentos de *surge* e *sway*. Assim, utilizando-se do *yaw rotating mechanism*, YRM, as curvas das forças hidrodinâmicas dos movimentos *surge*, *sway* e *yaw* são obtidos, rebocando-se o modelo com uma dada velocidade constante de avanço em função de uma dada velocidade constante de *yaw*. As várias curvas (força x ângulo de incidência), assim obtidas, são ajustadas através de séries de Fourier. Obtendo-se assim, os coeficientes de manobras de baixa velocidade.

Uma vez que, o navio amarrado possui semelhanças hidrodinâmicas com o navio em manobra de atracação, ou seja, baixa velocidade de avanço, grandes ângulos de deriva e alta taxa de variação angular em *yaw*, seguiu-se a mesma idéia proposta por Fujino. Desenvolvendo assim, um modelo de simulação de navios amarrados, utilizando o modelo hidrodinâmico estudado por Takashina. Com a vantagem deste não oferecer

restrições no ângulo de incidência da corrente, apresentada pelo modelo de Fujino (máximo de 45°).

$$\begin{aligned}
 X_{1stat} + X_{1dyn} &= 0.5\rho L T V_{cr}^2 (X'_u u' + X'_{vr} v' r') \\
 X_{2stat} + X_{2dyn} &= 0.5\rho L T V_{cr}^2 (Y'_v v' + Y'_{vvv} v'^3 + Y'_{vvvv} v'^5 + Y'_{ur} u' r' + Y'_{ur|r|} u' r' |r'| + Y'_{v|r|} v' |r'|) \\
 X_{6stat} + X_{6dyn} &= 0.5\rho L^2 T V_{cr}^2 (N'_v v' + N'_{uv} u' v' + N'_{vvv} v'^3 + N'_{uvvv} u' v'^3 + N'_r r' + N'_{r|r|} r' |r'| + \\
 &\quad + N'_{uv|r|} u' r' |r'| + N'_{vvr} v'^2 r')
 \end{aligned}
 \tag{2.61}$$

onde:

- u' , v' e r' são respectivamente as velocidades relativas adimensionais de *surge*, *sway* e *yaw* do navio:

$$\begin{aligned}
 u' &= u_r / V_{cr} \\
 v' &= v_r / V_{cr} \\
 r' &= rL / V_{cr} \\
 V_{cr} &= \sqrt{u_r^2 + v_r^2}
 \end{aligned}$$

Este modelo, foi originalmente desenvolvido para águas profundas, porém, sabe-se que as forças hidrodinâmicas são funções da profundidade e também do calado de operação. Takashina, em um trabalho posterior (1990), desenvolveu uma relação que corrige os coeficientes de acordo com a relação: calado de operação / lâmina d'água.

$$g(T / W_D) = 1 / \left[\left(\frac{T^2}{W_D L} \right) + \left\{ \left(\frac{\pi T}{2 W_D} \right) \cot \text{an} \left(\frac{\pi T}{2 W_D} \right) \right\}^p \right]
 \tag{2.62}$$

onde p é uma constante experimental, determinada para cada grau de liberdade do navio. No caso, os coeficientes relacionados com movimentos angulares utilizam $p=0.9$ e os coeficientes de movimentos lineares, $p=2.3$.

Para o estudo da dinâmica de navios amarrados foi necessário uma pequena modificação no modelo hidrodinâmico proposto por Takashina. A modificação foi introduzida na equação (2.61), substituindo uma parcela da direção longitudinal:

$$0.5 \rho L T V_{cr}^2 X'_u u' \quad \text{por} \quad 0.5 \rho C_{1c}(0^\circ) T L u_T^2.$$

Tal modificação foi necessária, pelo fato do termo original não conseguir reproduzir a força longitudinal no casco devido à corrente. O próprio Takashina, afirmava que a força na direção longitudinal é difícil de se obter devido à sua pequena magnitude. Assim, adotou-se a tradicional fórmula para o cálculo da resistência ao avanço de navios, assim como no modelo de Fujino (2.50). A modificação implementada foi validada comparando-se os resultados do modelo de simulação com os resultados de ensaios em tanques de prova.

2.12.6 - Comparação dos Modelos de Local Cross Flow Drag e Takashina

Com exceção do modelo de Asa Curta, uma das hipóteses dos modelos baseados no *local cross flow principle*, para o cálculo das parcelas dinâmicas das forças hidrodinâmicas, X_{idyn} , é a variação linear da força de arraste seccional do navio, ou seja, este supõe que o coeficiente de arraste hidrodinâmico seccional seja constante ao longo de todo o navio, desprezando o escoamento irregular que ocorre nas extremidades do navio, devido aos vórtices. Neste caso, os coeficientes de arraste utilizados são obtidos em testes de modelo cativo, com o navio fixo com um dado ângulo de *yaw*.

O modelo de Asa Curta tenta superar essas deficiências propondo uma função que modifica o valor de C_{2c} , ao longo do comprimento do navio, e propõe um modelo, baseado em placa plana, para o cálculo do momento devido ao *tip-vortex*.

No modelo de Takashina, por sua vez, os coeficientes hidrodinâmicos são obtidos através de expansão em séries de Fourier das forças hidrodinâmicas efetivamente medidas, obtidas em ensaios onde o navio é transladado e rotacionado, numa série de combinações de velocidades de translação e rotação. Neste caso, o ensaio é realizado com YRM, onde o navio dá um giro completo, com uma dada velocidade de *yaw* constante. Para complementar, Takashina realizou uma série de testes a fim de obter um conjunto de termos (coeficientes) da expansão em séries de Fourier que melhor representasse as forças hidrodinâmicas em diferentes situações, tais como, ângulo de incidência e velocidade de corrente. Como resultado, chegou num número reduzido de termos que ainda assim são constantes, o que facilita em muito a sua utilização.

Wichers, em sua tese (1988), realizou um procedimento parecido com o de Takashina, porém, ao invés do YRM, Wichers utilizou o PMM para rotacionar o navio (a rotação não era completa e sim oscilante com uma amplitude de 16.2°). Obtidas as curvas das forças em função da velocidade de *yaw*, Wichers não foi feliz na escolha dos termos que compunham a expansão da série de Fourier. Não conseguindo assim, representar as forças hidrodinâmicas em diferentes condições ambientais.

Resumindo, o *local cross flow principle* tenta, a partir de coeficientes de arraste, obtidos estaticamente, simular o acoplamento existente entre os movimentos de *surge* e *sway*, em função da velocidade de *yaw*. Takashina, por outro lado, quantificou esse acoplamento, realizando uma série de ensaios medindo as forças nas direções de *surge* e *sway*, em função da velocidade de *yaw*, para obter seus coeficientes. Com isso, os efeitos de tip-vortex e ainda qualquer outro efeito desconhecido, acabam intrinsecamente englobados nos seus coeficientes.

3. - VALIDAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO

Para a validação do modelo matemático, proposto no capítulo anterior, este foi implementado num programa de simulação, desenvolvido em FORTRAN. O simulador, DYNASIM (ver APÊNDICE-A), vem sendo avaliado ao longo de seu desenvolvimento, através de comparações com resultados de ensaios de modelos reduzidos em tanque de provas e trabalhos publicados, como o de Wichers (1988), Kat (1991), Obokata (1987), Jiang (1988), etc., apresentando um bom desempenho. Neste capítulo são apresentados os resultados de dois diferentes sistemas de amarração: SPM e DICAS. A fim de evidenciar a influência das forças hidrodinâmicas no comportamento dinâmico do navio, as comparações mostram o desempenho de cada um dos modelos hidrodinâmicos implementados no DYNASIM, que são os modelos de Takashina, Obokata e Asa Curta. Como critério de comparação são utilizados a posição do navio e a força atuante nas linhas de amarração.

3.1 - SISTEMA SPM

A validação do modelo, para o sistema SPM, foi feita através de comparações dos resultados simulados com os resultados de ensaios em tanque de provas, realizados pelo MARIN, que é um instituto de pesquisas da Holanda. Estes ensaios foram utilizados para a aferição do programa TERMSIM II, também desenvolvido pelo MARIN.

3.1.1 Descrição do Sistema Ensaiado

As condições ambientais dos quatro casos analisados encontram-se resumidas na Tabela-3.1. A lâmina d'água considerada é de 20m e o navio é um Petroleiro de 100 kDWT, 100% carregado, amarrado através de um *hawser* de 50m. Os dados do navio

estão sintetizados na Tabela-3.2. E a curva de restauração equivalente do *hawser* adotada é a curva B da Fig.3.1.

Tabela-3.1 - Descrição das Condições de Validação do TERMSIM II

<i>Evento</i>	<i>Parâmetro</i>	<i>Caso-1</i>	<i>Caso-2</i>	<i>Caso-3</i>	<i>Caso-4</i>
Onda	H (m)	-	4.0	4.0	4.0
	T (s)	-	5.84	5.84	5.84
	Ângulo (graus)	-	270	270	270
Swell	H (m)	-	-	0.6	0.6
	T (s)	-	-	12.0	12.0
	Ângulo (graus)	-	-	270	180
Vento	Velocidade (m/s)	15	15	15	15
	Ângulo (graus)	270	270	270	270
Corrente	Velocidade (m/s)	1.0	1.0	1.0	1.0
	Ângulo (graus)	180	180	180	180

Tabela-3.2 Características do Navio de 100 kDWT

Designação	Símbolo	Unidade	Valor	
Comprimento	LPP	m	238.65	
Boca	B	m	43.18	
Pontal	D	m	23.65	
Calado	T	m	13.2	
Superfície molhada	S	m ²	12260.0	
Deslocamento	∇	m ³	112.4	
Área da superestrutura	Lateral	ALS	m ²	397.0
	Frontal	ATS	m ²	461.0
Posição do CG (à vante da seção mestra)	LCB	m	7.0	
Raio de Giração Transversal	kyy	m	59.68	
Raio de Giração Longitudinal	kxx	m	13.48	
Raio de Giração em <i>yaw</i>	kzz	m	59.68	
Massa Adicional	<i>surge</i>	A11	kg	8.51 E6
	<i>sway</i>	A22	kg	1.42 E8
	<i>heave</i>	A33	kg	2.07 E8
	<i>roll</i>	A44	kg.m ²	4.90 E9
	<i>pitch</i>	A55	kg.m ²	5.82 E11
	<i>yaw</i>	A66	kg.m ²	4.73 E11
	<i>sway e yaw</i>	A26	kg.m	8.09 E8
	<i>heave e pitch</i>	A35	kg.m	-4.54 E8

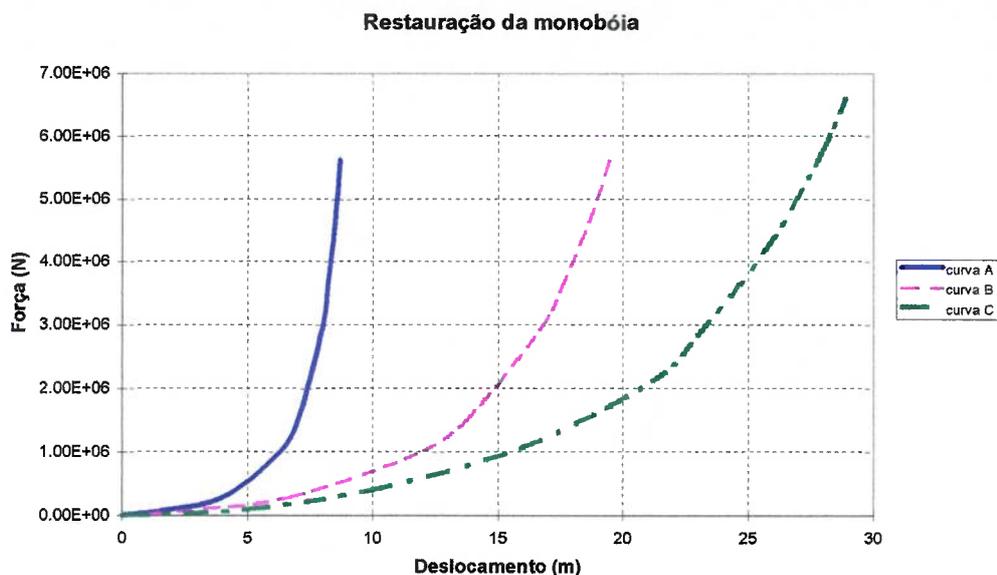


Fig.3.1 - Curvas características de restauração de monobóia

Para o cálculo dos esforços devido ao vento, foram utilizadas as curvas de C_D do relatório da OCIMF. Fig.3.2.

As forças de deriva média e de deriva lenta de ondas são calculadas através dos QTFs das forças de deriva, os movimentos de primeira ordem são calculados à partir dos RAOs. Tanto os QTFs como os RAOs são obtidos através do programa WAMIT. Para esta análise, tinha-se disponível os dados de onda para este navio, porém, para uma lâmina d'água de 300m, que já pode ser considerado como águas profundas. Nos testes de validação do TERMSIM, a lâmina d'água era de 20m e o calado era de 13,2m, onde há um grande efeito de águas rasas. Assim, para as comparações que incluíam ondas, aumentou-se a altura de onda de 4,0m para 5,2m para tentar compensar o efeito de águas rasas. A altura de 5,2m foi calibrada através de tentativas, de maneira que a posição de equilíbrio do navio simulado ficasse próximo ao do ensaio. Para isso, foi adotado o modelo de Obokata, pelo fato deste ter apresentado o melhor resultado no caso sem ondas.

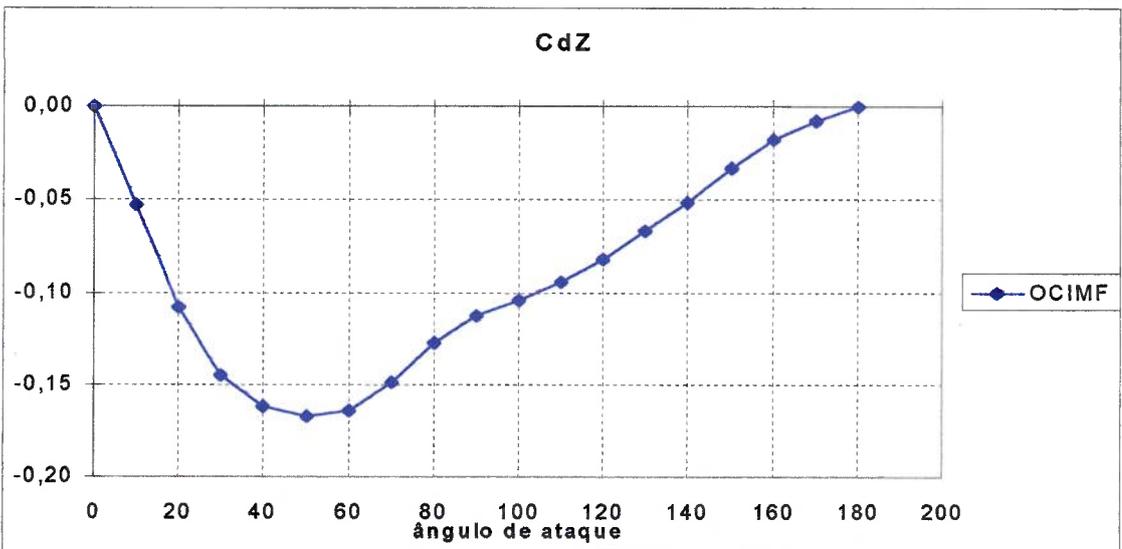
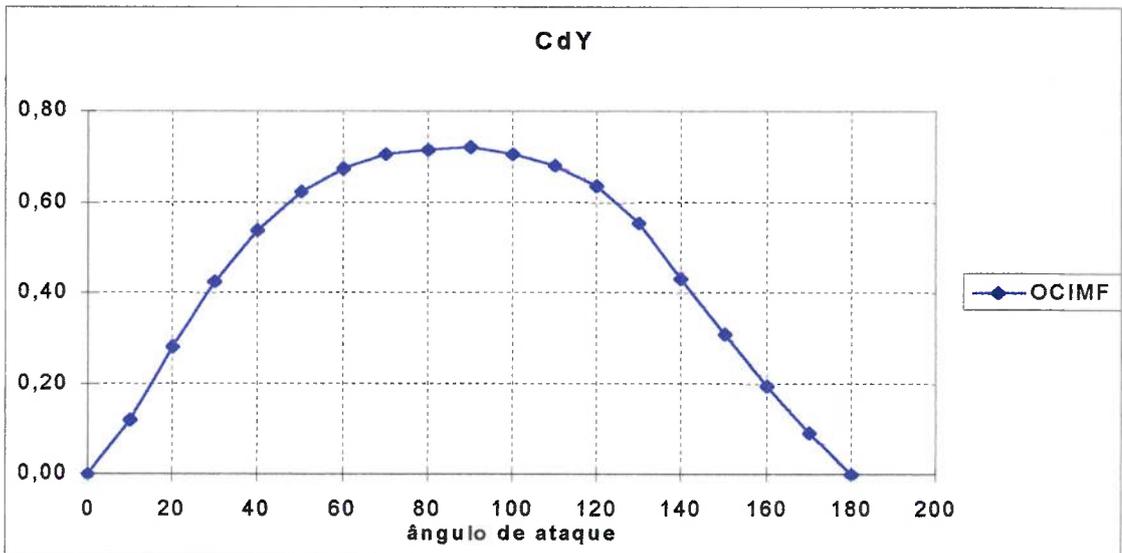
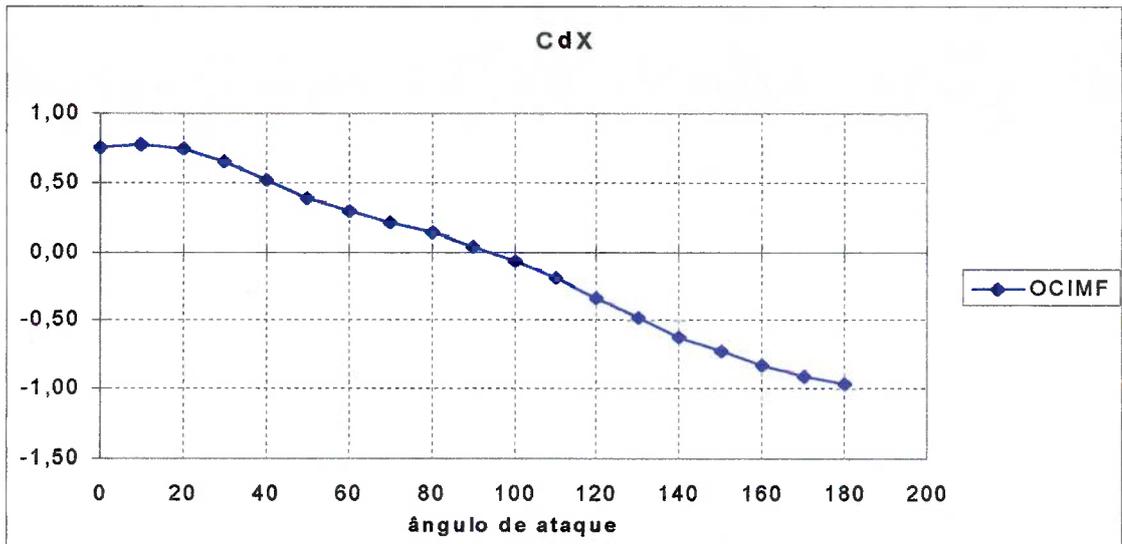


Fig.3.2 - Coeficientes de arraste de vento. Retirado do relatório da OCIMF (1993)

3.1.2 - Análise dos resultados

As tabelas comparativas, tabelas 3.3 a 3.6, mostram os resultados reduzidos estatisticamente em termos de valores médios e desvio padrão, da posição do CG do navio e da força no *hawser*. As figuras, Fig.3.3 a 3.6, mostram a posição média do navio, para cada um dos modelos.

Com exceção do primeiro caso, onde navio tende à estabilidade estática, os outros três casos, que incluem ondas, o navio apresenta oscilações de grande amplitude. A Fig.3.7, mostra a série temporal da posição do CG e força no *hawser* do caso-2.

Tabela 3.3 - Comparação entre os modelos - Caso-1

CASO - 1	UN.	MODEL TEST		TERMSIM		TAKASHINA		OBOKATA		ASA CURTA	
		média	desvio	média	desvio	média	desvio	média	desvio	média	desvio
252202											
POS. X	m	23.06	1.84	30.86	0.29	19.89	3.05	21.14	1.90	21.02	4.68
POS. Y	m	11.27	0.91	17.03	0.15	4.84	1.40	13.96	0.91	2.26	2.55
POS. Z	m	0.07	0.60	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
ROLL	grau	0.24	0.02	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
PITCH	grau	0.05	0.02	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
YAW	grau	18.57	0.33	15.57	0.10	21.66	0.20	17.57	0.08	21.56	0.34
F <i>hawser</i>	kN	158.90	8.55	303.10	0.54	465.31	9.95	419.35	4.49	170.77	54.39



Fig.3.3 - Sobreposição das posições médias do navio, para cada modelo - Caso-1

Tabela 3.4 - Comparação entre os modelos - Caso-2

CASO - 2	UN.	MODEL TEST		TERMSIM		TAKASHINA		OBOKATA		ASA CURTA	
		média	desvio	média	desvio	média	desvio	média	desvio	média	desvio
252101											
POS. X	m	31.55	2.58	42.54	10.87	12.63	5.15	25.28	8.39	34.48	12.71
POS. Y	m	-72.80	8.42	-60.40	19.45	-68.39	8.00	-72.01	16.63	-108.36	13.55
POS. Z	m	-0.03	0.10	0.00	0.02	0.00	0.14	0.00	0.11	0.00	0.10
ROLL	grau	0.32	0.10	0.00	0.06	0.00	0.08	0.00	0.07	0.00	0.07
PITCH	grau	0.04	0.05	0.00	0.04	0.00	0.11	0.00	0.09	0.00	0.09
YAW	grau	46.55	1.50	46.31	3.72	41.12	4.12	47.65	4.77	47.67	5.67
F hawser	kN	243.00	188.00	478.40	206.80	629.71	371.31	583.08	384.64	403.89	468.95

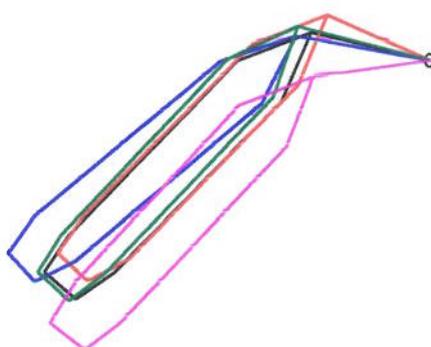


Fig.3.4 - Sobreposição das posições médias do navio, para cada modelo - Caso-2

Tabela 3.5 - Comparação entre os modelos - Caso-3

CASO - 3	UN.	MODEL TEST		TERMSIM		TAKASHINA		OBOKATA		ASA CURTA	
		média	desvio	média	desvio	média	desvio	média	desvio	média	desvio
252006											
POS. X	m	32.18	2.82	42.49	11.81	12.53	5.14	25.16	8.29	34.61	12.31
POS. Y	m	-78.90	8.52	-62.30	20.88	-69.03	7.97	-72.53	16.71	-109.06	12.99
POS. Z	m	0.04	0.12	0.00	0.05	0.00	0.14	0.00	0.10	0.00	0.10
ROLL	grau	0.31	0.39	0.00	0.13	0.00	0.08	0.00	0.07	0.00	0.07
PITCH	grau	0.09	0.11	0.00	0.12	0.00	0.11	0.00	0.09	0.00	0.09
YAW	grau	47.28	1.75	46.33	3.93	41.11	4.11	47.64	4.70	47.66	5.47
F hawser	kN	252.10	202.20	489.70	214.10	632.54	374.09	587.28	387.57	409.39	473.61

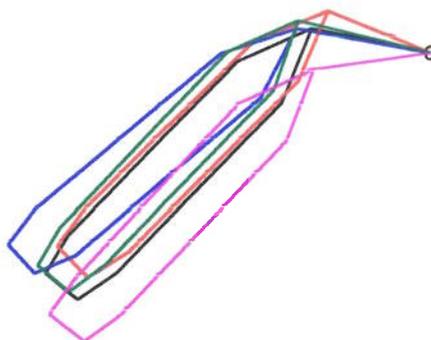


Fig.3.5 - Sobreposição das posições médias do navio, para cada modelo - Caso-3

Tabela 3.6 - Comparação entre os modelos - Caso-4

CASO - 4	UN.	MODEL TEST		TERMSIM		TAKASHINA		OBOKATA		ASA CURTA	
		média	desvio	média	desvio	média	desvio	média	desvio	média	desvio
252201											
POS. X	m	31.38	2.71	43.81	12.59	12.50	5.12	25.12	8.27	33.84	12.51
POS. Y	m	-75.10	9.56	-59.50	23.95	-68.30	8.11	-72.07	16.63	-107.68	13.62
POS. Z	m	0.00	0.12	0.00	0.05	0.00	0.14	0.00	0.10	0.00	0.10
ROLL	grau	0.34	0.35	0.00	0.11	0.00	0.08	0.00	0.07	0.00	0.07
PITCH	grau	0.06	0.12	0.00	0.10	0.00	0.11	0.00	0.09	0.00	0.09
YAW	grau	46.49	1.67	45.58	4.21	41.08	4.12	47.63	4.68	47.62	5.71
F hawser	kN	247.00	194.50	521.80	261.10	641.23	375.63	597.02	385.86	413.83	479.33

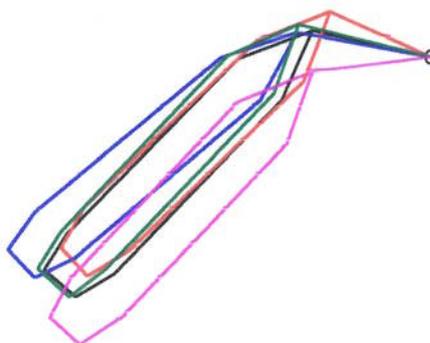


Fig.3.6 - Sobreposição das posições médias do navio, para cada modelo - Caso-4

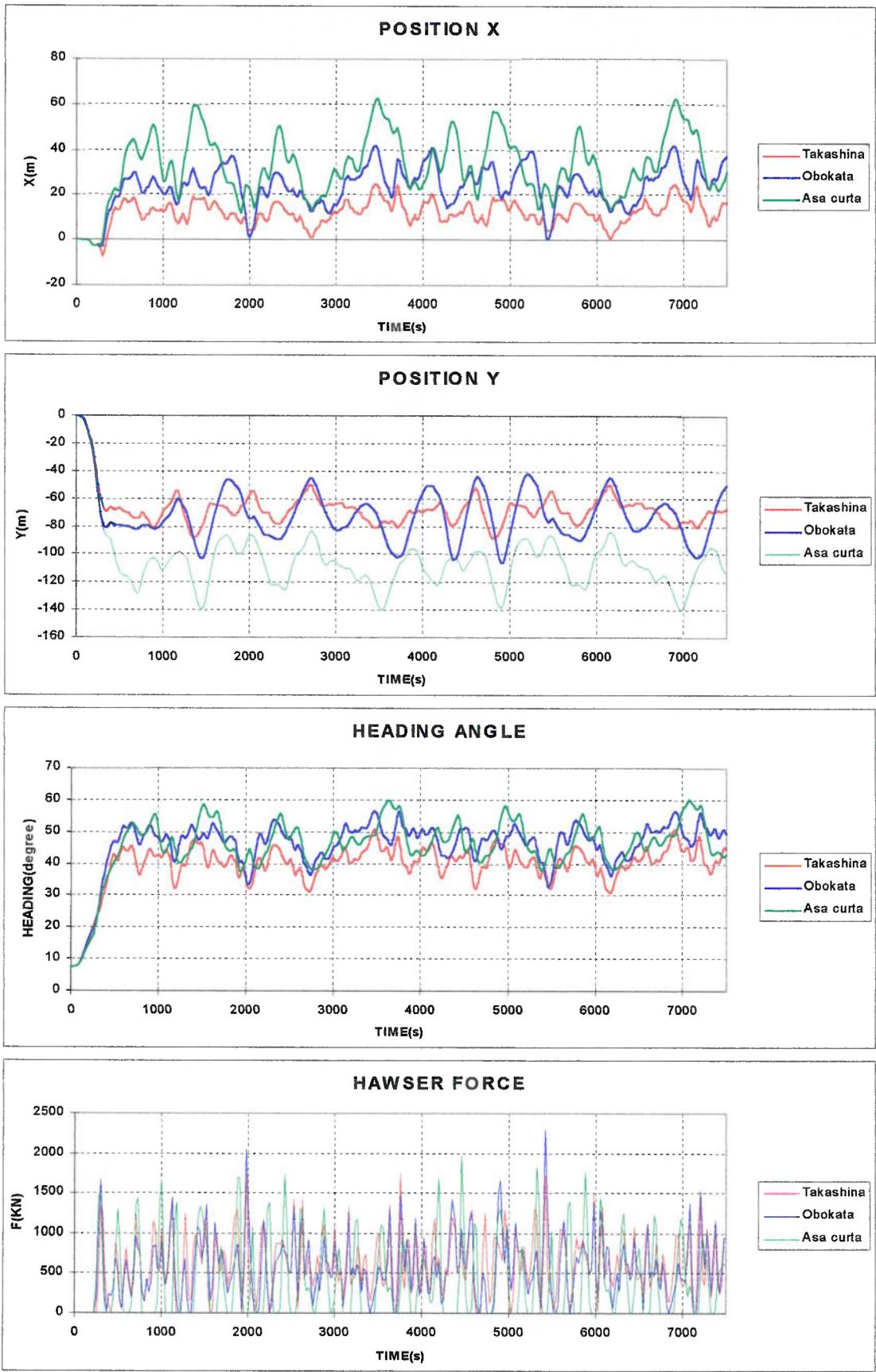


Fig.3.7 Série temporal do Caso-2.

Pode-se dizer que a diferença entre os coeficientes de arraste hidrodinâmico estático, utilizado por cada modelo, como mostra a Fig.3.8, é uma das razões da diferença entre as posições de equilíbrio, dos vários modelos, em comparação com o resultado dos ensaios. As curvas de Takashina foram levantadas à partir dos coeficientes do respectivo modelo, e a de Asa Curta através das fórmulas (2.52), (2.53) e (2.54). As curvas utilizadas no modelo de Obokata, foram retiradas da OCIMF (1993).

Em todos os casos analisados, o modelo de Obokata foi o que mostrou maior aderência com os resultados de tanque de provas, em termos de posição média de equilíbrio. O fato do modelo de Obokata estar utilizando os coeficientes da OCIMF, que também foram levantados pelo próprio MARIN, certamente contribuiu para que os resultados deste modelo fossem melhores. O mau desempenho do modelo de Asa Curta está associado aos seus coeficientes, que não possuem correção para águas rasas.

Quanto à força média no *hawser*, todos os modelos apresentaram grandes divergências, inclusive o TERMSIM, que estava sendo calibrado. A única exceção foi o modelo de Asa Curta, para o Caso-1, em que havia somente a ação de vento e corrente, embora a posição de equilíbrio obtida não ser das melhores.

A discrepância apresentada na força do *hawser* pode ter várias origens. A modelagem da elasticidade *hawser*-monobóia no ensaio pode não ser exatamente a curva de elasticidade empregada nos programas, e os coeficientes hidrodinâmicos podem não estar reproduzindo com fidelidade a força hidrodinâmica no modelo.

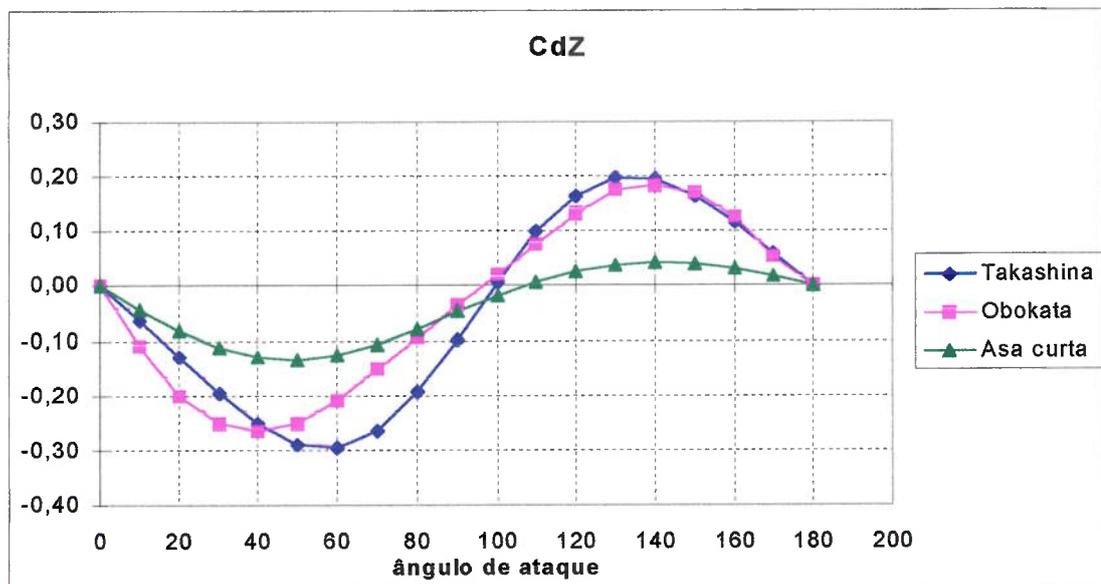
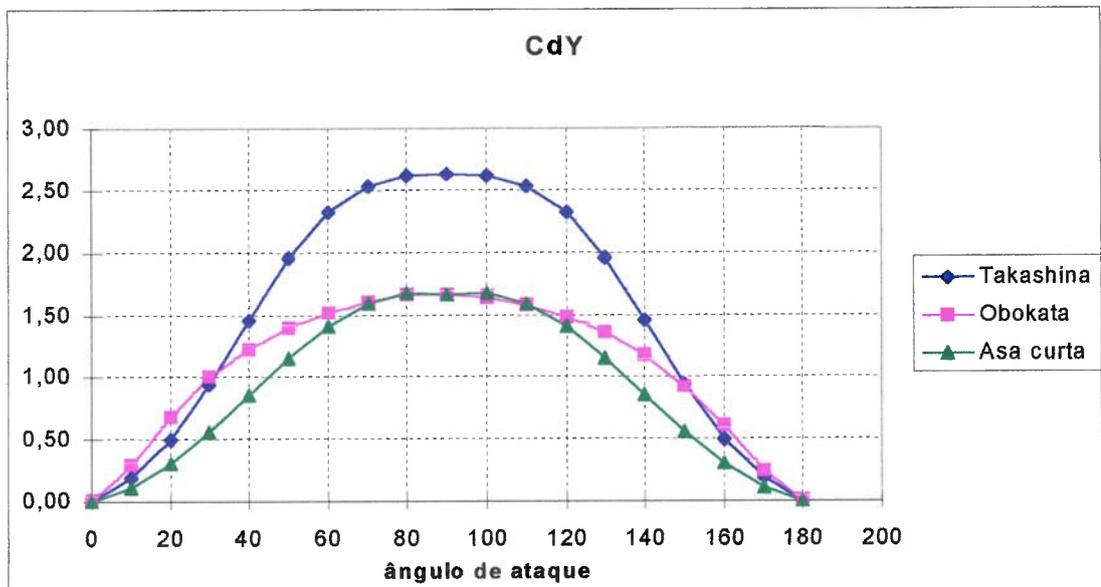
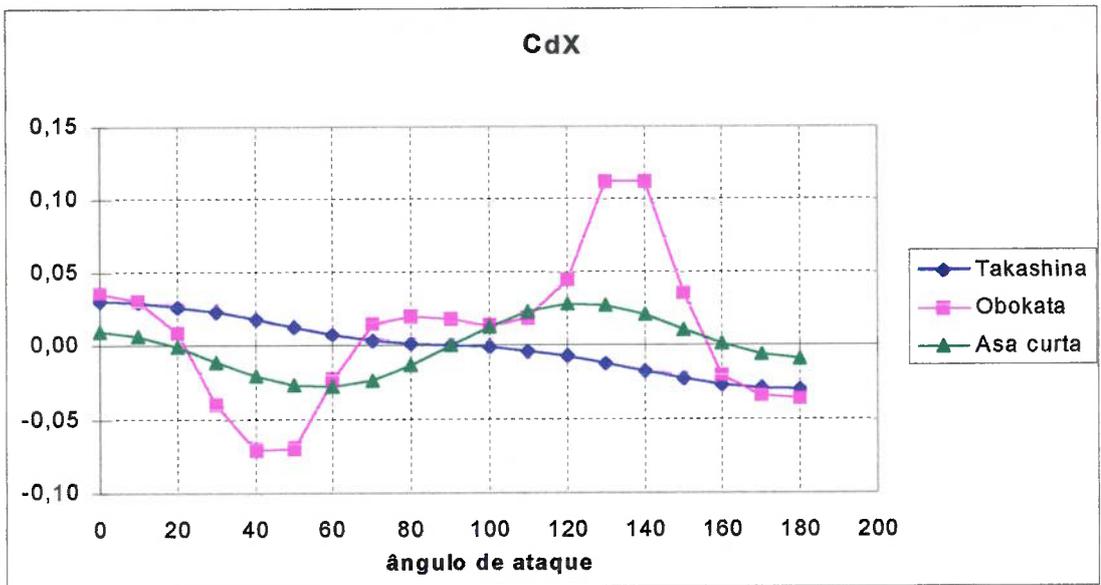


Fig.3.8 - Curvas de C_D utilizadas em cada um dos modelos hidrodinâmicos

3.2 - SISTEMA DICAS

A validação do modelo de simulação, para o sistema DICAS foi feita através de comparações com resultados de ensaios de modelos reduzidos em tanque de provas, realizados no MARINTEK, instituto de pesquisas da Noruega. Na ocasião foram ensaiados dois navios de classe diferentes, um de 28 kDWT e outro de 113 kDWT.

3.2.1 Descrição do sistema

Neste trabalho são apresentados, apenas, os resultados referentes ao navio de 28kDWT, cujas características estão descritas na Tabela 3.7. O navio foi amarrado através de oito linhas, quatro na proa e quatro na popa, conforme Tabela 3.8, e Fig.3.9. A profundidade é de 195m e as condições ambientais estão resumidas na Tabela 3.9.

Tabela-3.7 Características do Navio de 28 kDWT

Designação	Símbolo	Unidade	Valor	
Comprimento	LPP	m	167.3	
Boca	B	m	27.8	
Pontal	D	m	14.7	
Calado	T	m	9.45	
Superfície molhada	S	m ²	4995.6	
Deslocamento	∇	m ³	35420.0	
Área da superestrutura	Lateral	ALS	m ²	661.8
	Frontal	ATS	m ²	263.2
Posição do CG (à vante da seção mestra)	LCB	m	3.5	
Raio de Giração Transversal	kyy	m	42.31	
Raio de Giração Longitudinal	kxx	m	9.09	
Raio de Giração em yaw	kzz	m	44.0	
Massa Adicional	<i>surge</i>	A11	kg	1.79 E6
	<i>sway</i>	A22	kg	3.22 E7
	<i>heave</i>	A33	kg	4.15 E7
	<i>roll</i>	A44	kg.m ²	6.13 E8
	<i>pitch</i>	A55	kg.m ²	8.75 E10
	<i>yaw</i>	A66	kg.m ²	5.09 E10
	<i>sway e yaw</i>	A26	kg.m	9.96 E7
	<i>heave e pitch</i>	A35	kg.m	2.62 E7

Tabela-3.8 Características do sistema de amarração

Line no.	Fairlead x	Fairlead y	Fairlead z	Direction	Pre-Tension	Line Char.
1	78.90	-5.50	7.75	320	530	A
2	73.10	-9.00	7.75	285	329	A
3	-78.80	-11.80	7.35	225	435	B
4	-82.80	-11.10	7.35	220	470	C
5	-82.80	11.10	7.35	140	543	C
6	-78.80	11.80	7.35	135	420	D
7	73.10	9.00	7.75	75	437	A
8	78.90	5.50	7.75	40	370	A
Line Char. A		Breaking Strength: 3970 kN			Water depth: 195 m	
Segment	Length (m)	Type	Diameter (mm)	E-Modulus (kN/m ²)	Weight in water (kN/m)	
1	650	Chain	92	.5270E+08	1.58	
2	320	Wire	96	.5680E+08	.92	
3	20	Chain	92	.5270E+08	2.76	
4	50	Wire	96	.5680E+08	.31	
5	60	Chain	92	.5270E+08	1.58	
Line Char. B		Breaking Strength: 3970 kN			Water depth: 195 m	
Segment	Length (m)	Type	Diameter (mm)	E-Modulus (kN/m ²)	Weight in water (kN/m)	
1	10	Chain	92	.5270E+08	1.58	
2	377	Chain	70	.5270E+08	.92	
3	71	Chain	92	.5270E+08	1.58	
4	320	Wire	96	.5680E+08	.31	
5	141	Chain	92	.5270E+08	1.58	
Line Char. C		Breaking Strength: 6078 kN			Water depth: 195 m	
Segment	Length (m)	Type	Diameter (mm)	E-Modulus (kN/m ²)	Weight in water (kN/m)	
1	877	Chain	92	.5270E+08	2.76	
2	300	Chain	92	.5270E+08	1.58	
Line Char. D		Breaking Strength: 3970 kN			Water depth: 195 m	
Segment	Length (m)	Type	Diameter (mm)	E-Modulus (kN/m ²)	Weight in water (kN/m)	
1	10	Chain	92	.5270E+08	1.58	
2	380	Chain	70	.5270E+08	.92	
3	54	Chain	92	.5270E+08	1.58	
4	320	Wire	96	.5680E+08	.31	
5	183	Chain	92	.5270E+08	1.58	

Observation: All segments are numbered from anchor to fairlead.

Tabela-3.9 Condições ambientais

Test	Initial heading (deg)	Wave Height H _{1/3} (m)	Zero-crossing period (s)	Wind speed (m/s)	Current speed (m/s)
203	180.0	6.5	9.15	32.9	1.04
211	225.0	6.5	9.15	32.9	1.04
221	270.0	6.5	9.15	32.9	1.04
1231	325.0	3.5	9.22	22.5	0.63
232	325.0	9.1	9.01	32.9	0.63

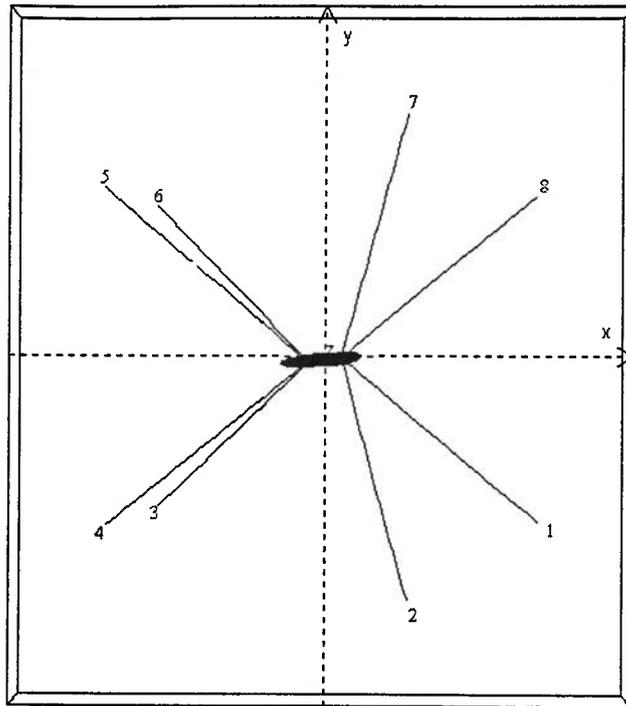


Fig.3.9 - Desenho esquemático das linhas de amarração

Devido às limitações do tanque de provas, os diferentes ângulos de incidência das forças ambientais, foram conseguidos através da rotação do sistema navio e amarração, como indicado na Fig.3.10.

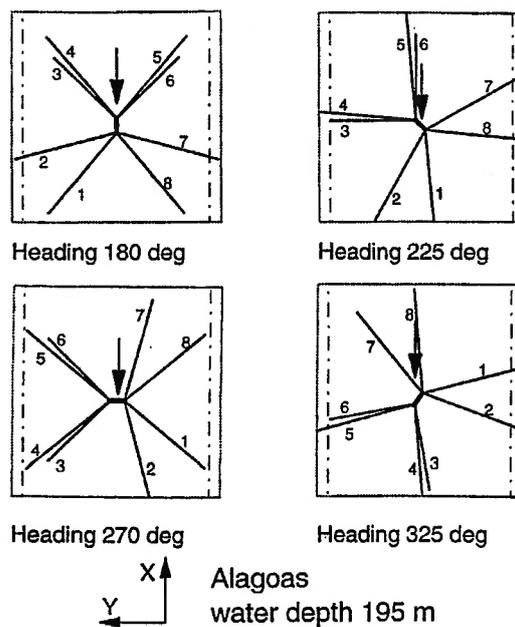


Fig.3.10 - Esquema dos ensaios .

As curvas de C_D utilizadas no cálculo da força de arraste hidrodinâmico no modelo de Obokata são as do próprio modelo reduzido, levantadas no MARINTEK. A Fig.3.11 compara os coeficientes de arraste hidrodinâmico, C_D , utilizados por cada um dos modelos. A Fig.3.12 mostra as curvas de C_D do vento, também levantadas pela MARINTEK, empregadas nas simulações.

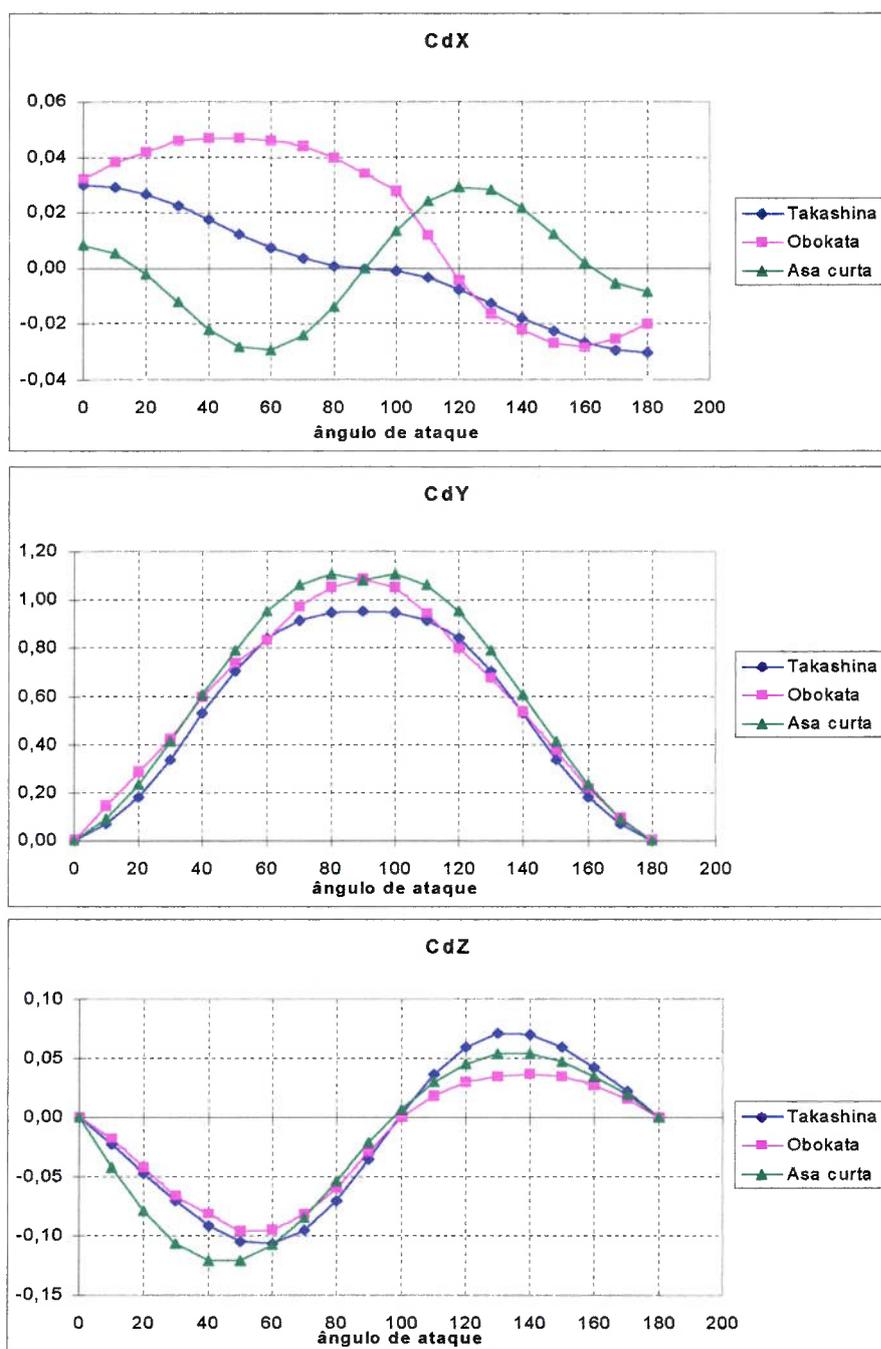


Fig.3.11 - Coeficientes de arraste hidrodinâmicos do navio tanque de 28kDWT

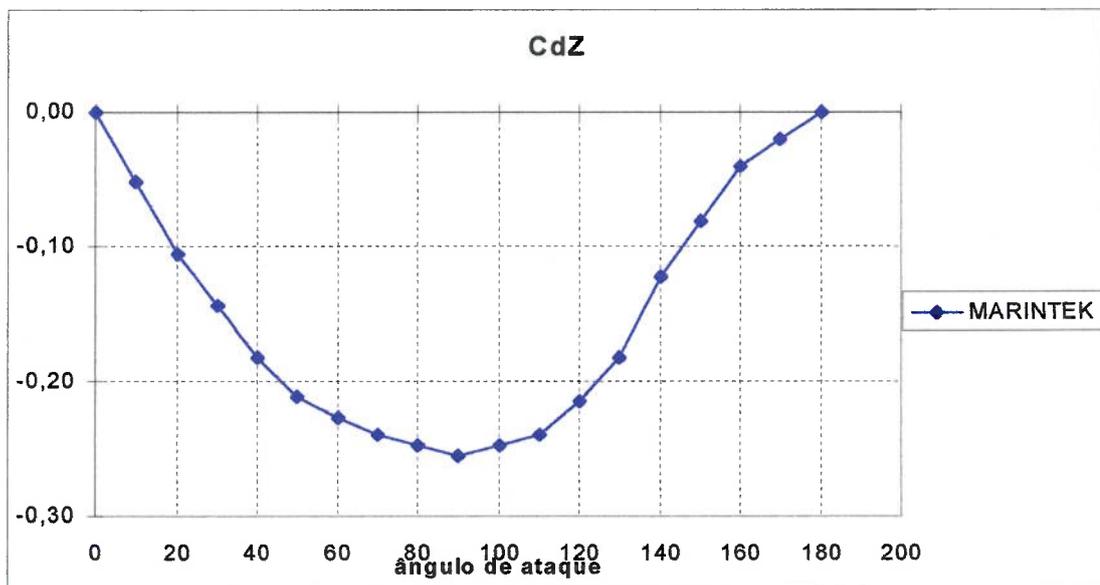
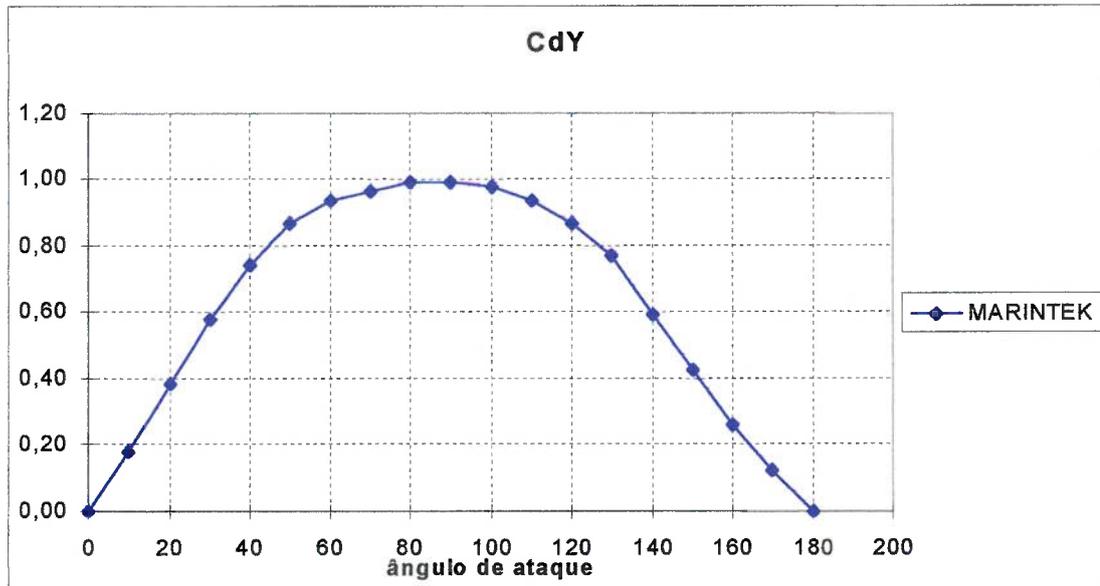
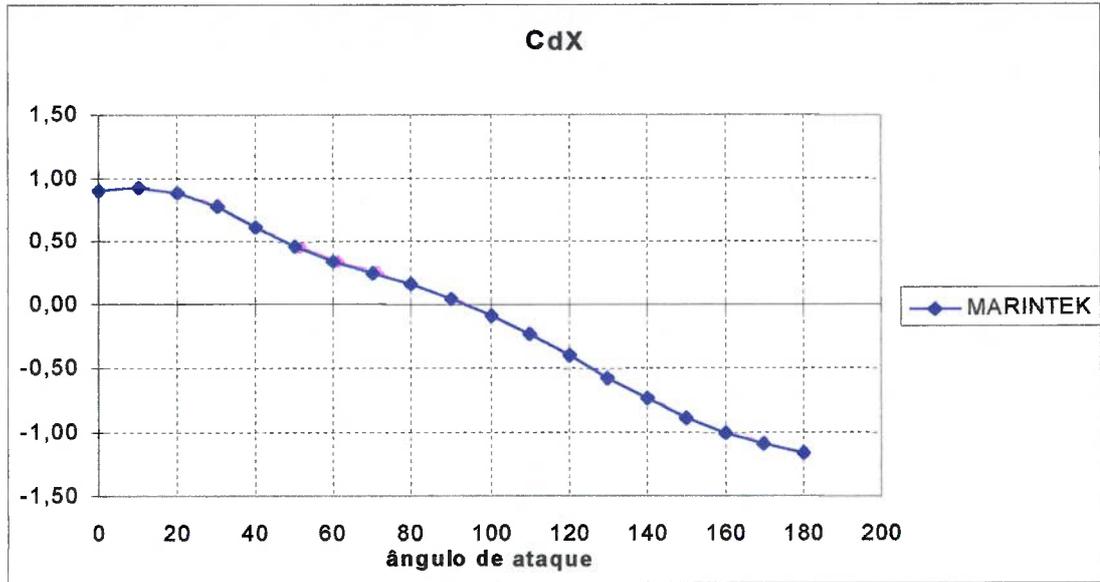


Fig.3.12 - Coeficientes de arraste de vento do navio tanque de 28kDWT. Dados MARINTEK.

O valor do C_D para os cálculos dos amortecimento de linhas foi calculado através de uma média ponderada de cada segmento que compõe a linha. O Valor utilizado nesta análise foi de $C_D=2.24$.

3.2.2 - Análise dos resultados

Os resultados dos ensaios em tanque de provas e os obtidos com o simulador DYNASIM estão sintetizados nas tabelas 3.10 a 3.14, que apresentam a posição do centro de gravidade do navio e as forças nas linhas. As figuras 3.13 a 3.17 comparam as posições médias de equilíbrio do navio, obtidos nos ensaios com o DYNASIM. Como a diferença entre os resultados dos três modelos hidrodinâmicos, implementadas no DYNASIM, é mínima, tomou-se os resultados do modelo de Obokata para as comparações.

Como pode ser visto nas tabelas, com exceção dos movimentos de primeira ordem, houve uma boa aderência entre os resultados do ensaio em tanque com os simulados pelos três modelos hidrodinâmicos do DYNASIM, as figuras com as posições médias do navio comprovam o fato.

Apesar da boa aderência dos valores médios de força nas linhas, em muitas ocasiões, os desvios apresentados nos resultados das simulações são bem inferiores. Tal fato pode ser explicado pela desconsideração da dinâmica nas linhas, no simulador DYNASIM. Suhara et al. (1980), mostraram que a força de pico na linha pode aumentar em até 2 vezes, como consequência da dinâmica da mesma.

Apesar das diferenças nos coeficientes hidrodinâmicos estáticos, Fig.3.11, o comportamento do navio não apresentou diferença significativa com a mudança dos modelos hidrodinâmicos, diferentemente do sistema SPM.

Tabela 3.10 - Valores médios da posição do CG do navio e forças nas linhas

TEST 203	MODEL TEST		TAKASHINA		OBOKATA		ASA CURTA	
	média	desvio	média	desvio	média	desvio	média	desvio
X-motion	-17,53	4,52	-14,04	4,16	-14,13	4,15	-13,48	4,67
Y-motion	3,85	1,35	0,60	0,71	0,78	0,58	0,64	0,69
Z-motion	0,03	0,85	0,00	0,57	0,00	0,57	0,00	0,57
Roll	0,23	0,62	0,00	0,03	0,00	0,03	0,00	0,03
Pitch	0,03	1,46	0,00	1,25	0,00	1,25	0,00	1,25
Yaw	-176,80	0,90	-178,75	0,46	-178,77	0,42	-178,69	0,71
Tension L1	356,58	82,21	369,11	29,42	367,09	28,85	374,77	35,06
Tension L2	327,98	55,02	314,16	5,15	312,90	4,66	315,15	6,49
Tension L3	562,10	130,24	568,20	61,85	566,90	60,67	560,43	67,51
Tension L4	499,97	76,12	526,27	22,06	525,99	21,73	523,23	24,54
Tension L5	770,02	130,95	679,46	49,37	682,05	49,65	675,41	54,36
Tension L6	525,59	112,94	481,13	22,04	482,37	22,17	479,49	24,30
Tension L7	386,88	77,59	379,22	18,66	380,92	17,66	380,98	22,43
Tension L8	292,40	54,55	300,95	15,13	301,17	14,93	303,09	17,67

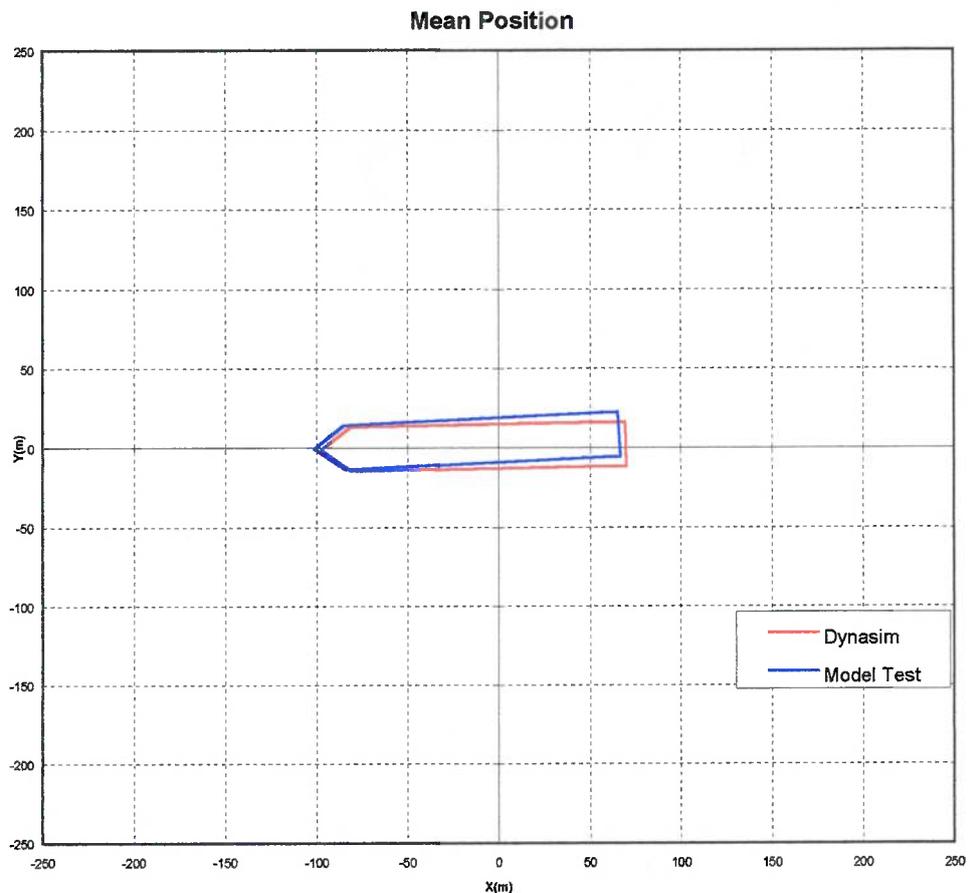


Fig.3.13 - Posição média do navio

Tabela 3.11 - Valores médios da posição do CG do navio e forças nas linhas

TEST 211	MODEL TEST		TAKASHINA		OBOKATA		ASA CURTA	
	média	desvio	média	desvio	média	desvio	média	desvio
X-motion	-32,45	3,66	-28,21	3,89	-28,43	3,83	-28,36	3,89
Y-motion	17,41	2,33	22,75	3,32	22,23	2,70	23,44	3,65
Z-motion	0,15	1,35	0,02	1,15	0,02	1,14	0,02	1,15
Roll	-1,58	2,02	0,01	1,28	0,01	1,28	0,01	1,29
Pitch	0,09	1,49	0,00	1,55	0,00	1,55	0,00	1,55
Yaw	-123,49	1,48	-121,67	1,81	-121,92	1,60	-121,44	1,93
Tension L1	306,64	98,24	346,74	44,01	341,64	39,25	348,59	46,40
Tension L2	279,24	61,95	260,98	10,70	260,39	10,59	260,58	10,78
Tension L3	355,76	61,14	307,05	8,36	308,13	6,90	305,58	8,87
Tension L4	391,45	85,48	376,41	9,37	377,68	7,69	374,79	10,00
Tension L5	1361,80	436,16	1489,36	150,49	1487,92	151,00	1507,82	149,84
Tension L6	1154,70	470,14	1275,15	182,31	1270,30	182,19	1301,89	184,75
Tension L7	1235,70	490,85	1327,40	272,74	1321,51	274,80	1366,47	287,54
Tension L8	477,96	188,53	595,61	96,01	579,05	77,39	617,47	111,68

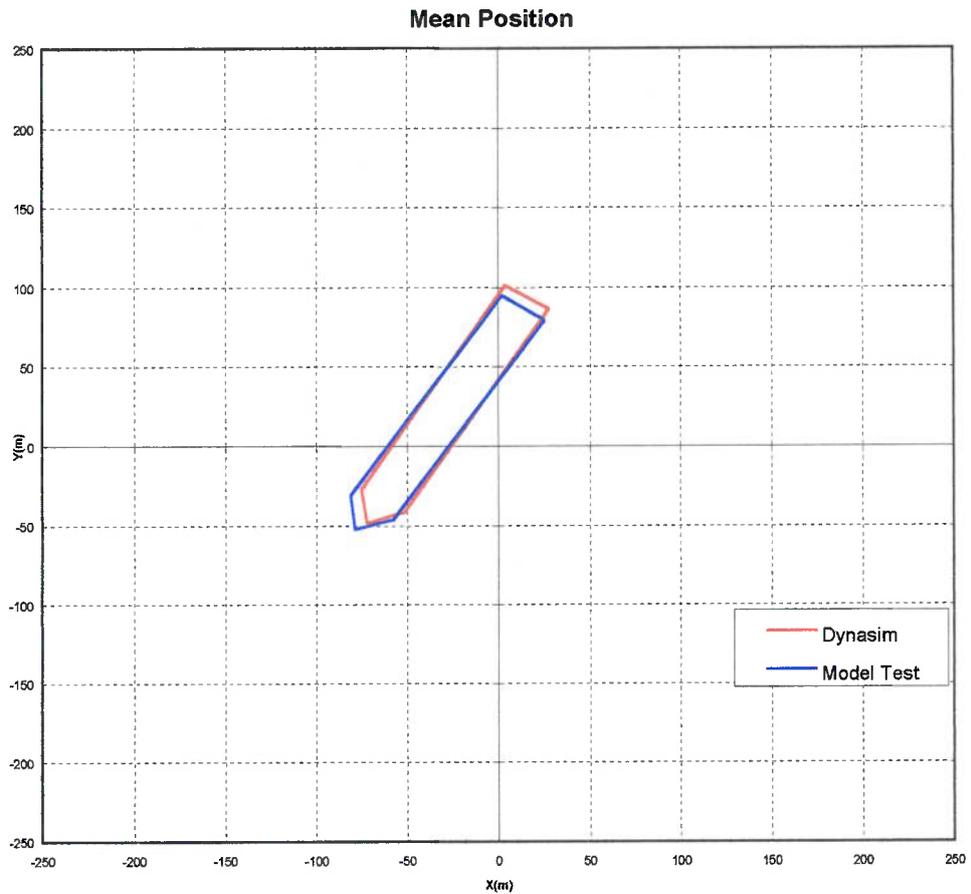


Fig.3.14 - Posição média do navio

Tabela 3.12 - Valores médios da posição do CG do navio e forças nas linhas

TEST 221	MODEL TEST		TAKASHINA		OBOKATA		ASA CURTA	
	média	desvio	média	desvio	média	desvio	média	desvio
X-motion	-40,44	3,33	-40,58	3,60	-40,88	3,55	-41,12	3,60
Y-motion	-3,61	1,18	-0,65	3,28	-0,97	2,68	-1,08	3,22
Z-motion	0,02	1,76	-0,01	1,72	-0,01	1,72	-0,01	1,72
Roll	-1,15	3,49	0,00	1,52	0,00	1,52	0,00	1,52
Pitch	0,35	0,74	0,02	0,88	0,02	0,88	0,02	0,88
Yaw	-78,28	1,35	-76,57	1,21	-76,60	0,97	-76,66	1,21
Tension L1	321,98	34,81	343,60	40,74	338,53	34,60	337,90	37,92
Tension L2	275,12	22,11	253,69	10,28	252,78	9,60	252,20	10,02
Tension L3	314,13	57,23	296,63	4,08	296,67	3,05	296,62	4,03
Tension L4	377,28	55,70	364,71	4,91	364,83	3,59	364,80	4,84
Tension L5	1238,90	367,66	1529,86	182,00	1550,41	178,27	1560,79	183,04
Tension L6	1068,10	406,43	1361,61	234,54	1387,57	233,23	1401,62	239,25
Tension L7	1724,70	715,79	1827,01	395,43	1850,61	389,93	1882,86	405,68
Tension L8	724,11	265,07	812,21	101,85	808,07	87,34	816,00	101,47

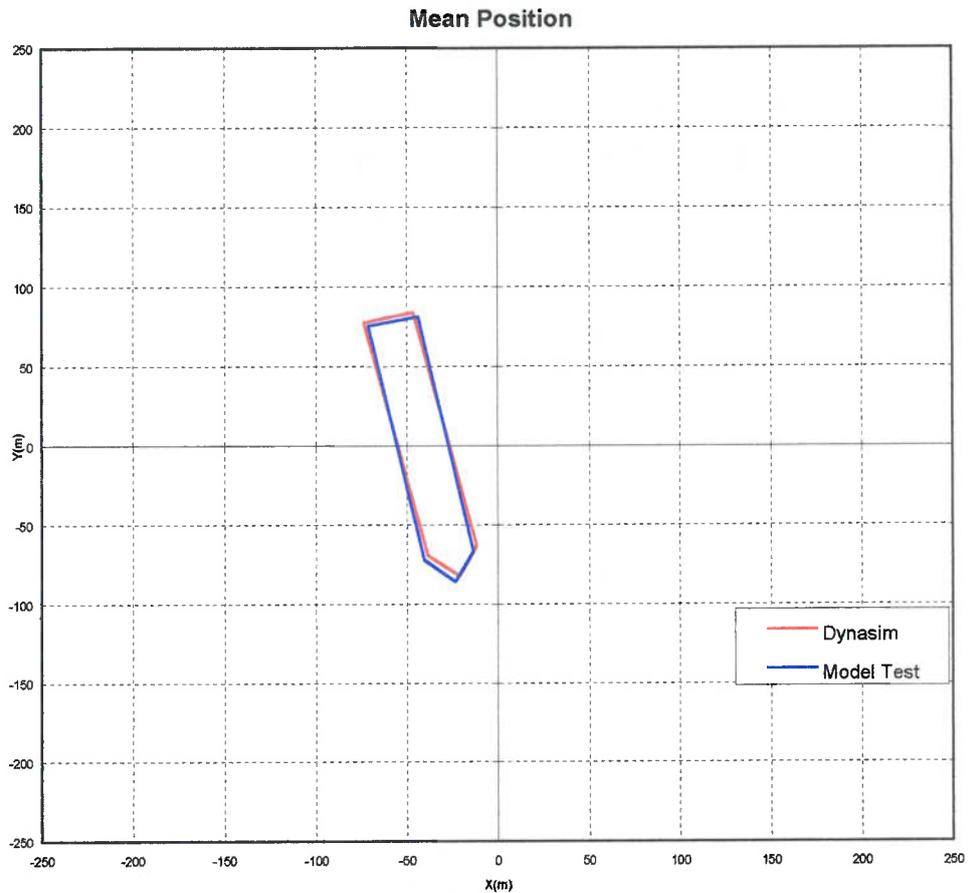


Fig.3.15 - Posição média do navio

Tabela 3.13 - Valores médios da posição do CG do navio e forças nas linhas

TEST 1231	MODEL TEST		TAKASHINA		OBOKATA		ASA CURTA	
	média	desvio	média	desvio	média	desvio	média	desvio
X-motion	-11,38	1,81	-10,74	1,62	-10,94	1,63	-10,73	1,72
Y-motion	-5,67	1,33	-6,07	1,49	-6,28	1,59	-6,51	1,65
Z-motion	0,19	0,28	0,00	0,41	0,00	0,41	0,00	0,41
Roll	0,37	0,59	0,00	0,40	0,00	0,39	0,00	0,39
Pitch	0,09	0,55	0,00	0,71	0,00	0,71	0,00	0,71
Yaw	-31,54	1,06	-30,78	0,65	-30,52	0,66	-30,60	0,73
Tension L1	564,17	56,80	550,93	48,69	553,38	50,17	544,11	52,99
Tension L2	329,33	16,99	306,07	5,40	306,28	5,49	305,35	5,90
Tension L3	357,98	20,30	348,77	6,00	347,37	5,94	348,18	6,34
Tension L4	392,13	19,87	412,25	5,52	411,02	5,55	411,83	5,91
Tension L5	612,94	31,35	607,04	20,66	611,47	22,41	613,83	23,42
Tension L6	442,62	21,84	457,42	10,06	459,86	11,23	460,97	11,79
Tension L7	638,89	86,14	623,65	40,00	623,40	39,03	626,46	42,88
Tension L8	519,89	75,51	493,47	35,74	494,21	35,43	491,50	37,53

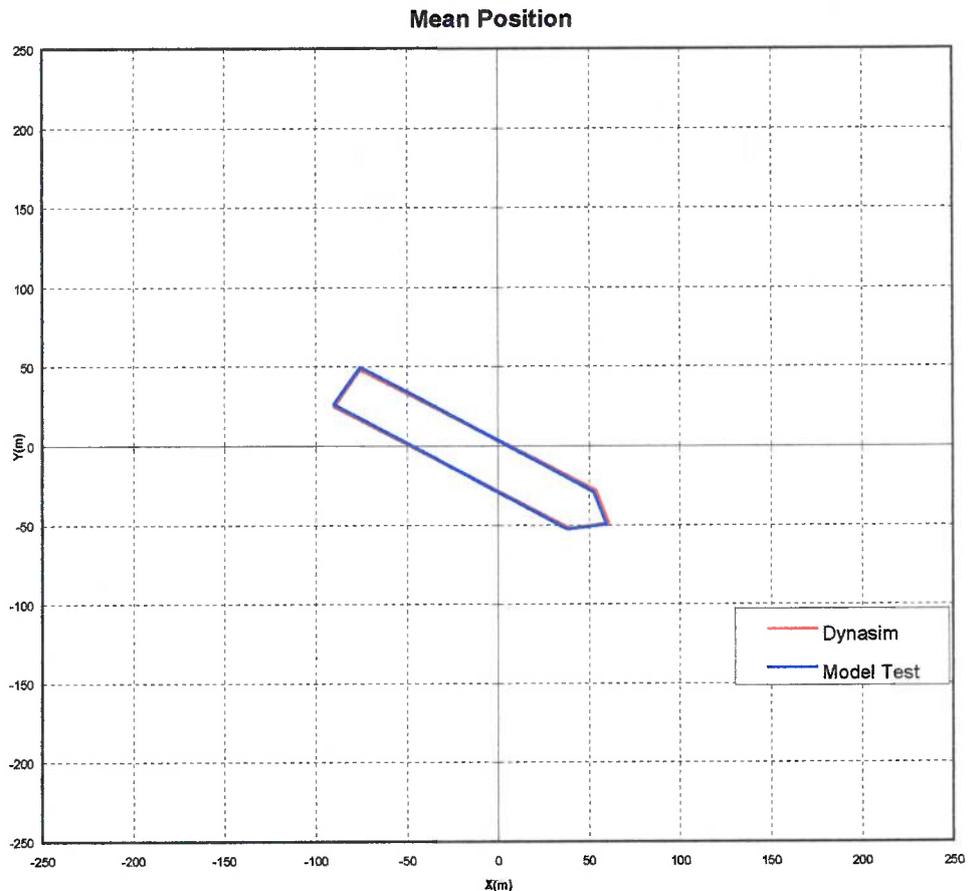


Fig.3.16 - Posição média do navio

Tabela 3.14 - Valores médios da posição do CG do navio e forças nas linhas

TEST 232	MODEL TEST		TAKASHINA		OBOKATA		ASA CURTA	
	média	desvio	média	desvio	média	desvio	média	desvio
X-motion	-21,53	3,87	-21,30	3,88	-21,38	3,80	-21,21	3,88
Y-motion	-9,35	1,64	-12,59	5,18	-12,64	5,23	-12,78	5,21
Z-motion	0,27	1,24	-0,01	0,98	-0,01	0,98	-0,01	0,98
Roll	0,95	1,93	-0,01	0,81	-0,01	0,80	-0,01	0,80
Pitch	0,14	1,81	0,00	1,79	0,00	1,79	0,00	1,79
Yaw	-27,96	1,94	-26,19	1,62	-26,09	1,61	-26,17	1,58
Tension L1	644,93	201,09	622,95	195,77	625,71	196,95	618,00	195,66
Tension L2	350,17	62,87	292,47	14,95	292,71	15,11	292,09	15,08
Tension L3	327,36	69,66	309,80	8,41	309,44	8,11	309,89	8,40
Tension L4	345,84	57,50	375,15	9,26	374,81	8,97	375,29	9,27
Tension L5	666,97	94,96	732,89	105,04	735,65	106,77	736,70	105,75
Tension L6	467,27	73,02	543,80	71,60	545,92	73,07	546,24	72,19
Tension L7	946,14	446,79	987,51	155,44	985,86	155,58	989,00	155,92
Tension L8	805,09	370,39	793,39	169,46	793,49	167,20	788,92	167,71

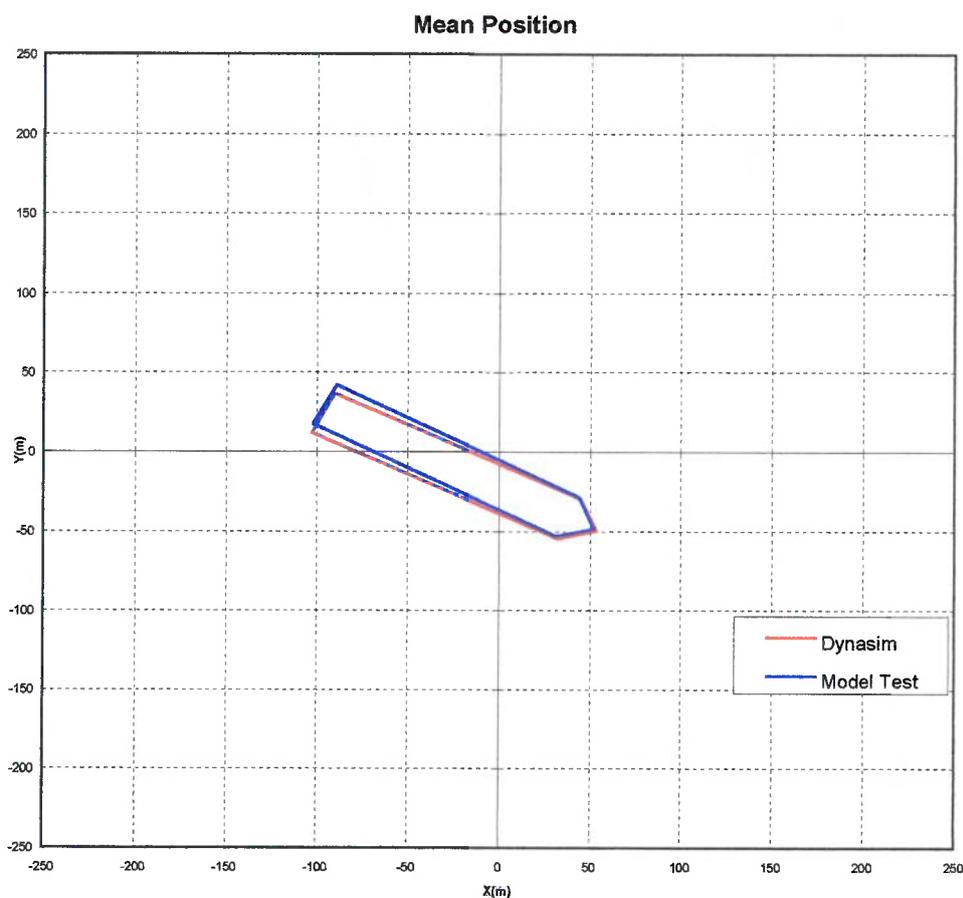


Fig.3.17 - Posição média do navio

3.2.2.1 Efeito do Amortecimento das Linhas e do WDD

O *wave drift damping*, além de introduzir um amortecimento adicional ao sistema, causa um *shift* adicional, por conta da alteração da frequência de encontro das ondas, provocada pela corrente.

O amortecimento de linhas é particularmente importante na simulação de sistemas com grande número de linhas/*risers* e também para grandes lâminas d'água. Nestes casos, dependendo das condições ambientais, o amortecimento devido às linhas/*risers*, pode ser o dominante.

A fim de ilustrar o efeito destas duas forças, na dinâmica do navio, simulou-se os casos DICAS No.203 e 211, de três maneiras:

- normal, considerando todos os efeitos
- S/ MLD, desconsiderando o efeito de arraste e amortecimento de linhas
- S/ WDD, desconsiderando o efeito do *wave drift damping*

Os resultados das simulações do caso 211 são comparados na Fig.3.18. O efeito do WDD pode ser facilmente identificado através dos gráficos dos movimentos em X e Y. Sem o WDD percebe-se o aumento na amplitude de oscilação e um *shift* em Y. O efeito do amortecimento de linhas não fica muito evidente neste caso, pelo fato do pequeno número de linhas e ausência de *risers*. Mas mesmo assim, pode-se verificar um pequeno aumento na amplitude de oscilação, quando se tira o efeito de amortecimento de linhas. A Fig.3.19 compara os resultados do caso 203. Em consequência do pequeno amortecimento viscoso do casco do navio, na direção longitudinal e pelo fato das forças ambientais incidirem alinhadas ao eixo do navio, o amortecimento adicional devido às linhas e ao WDD são mais visíveis.

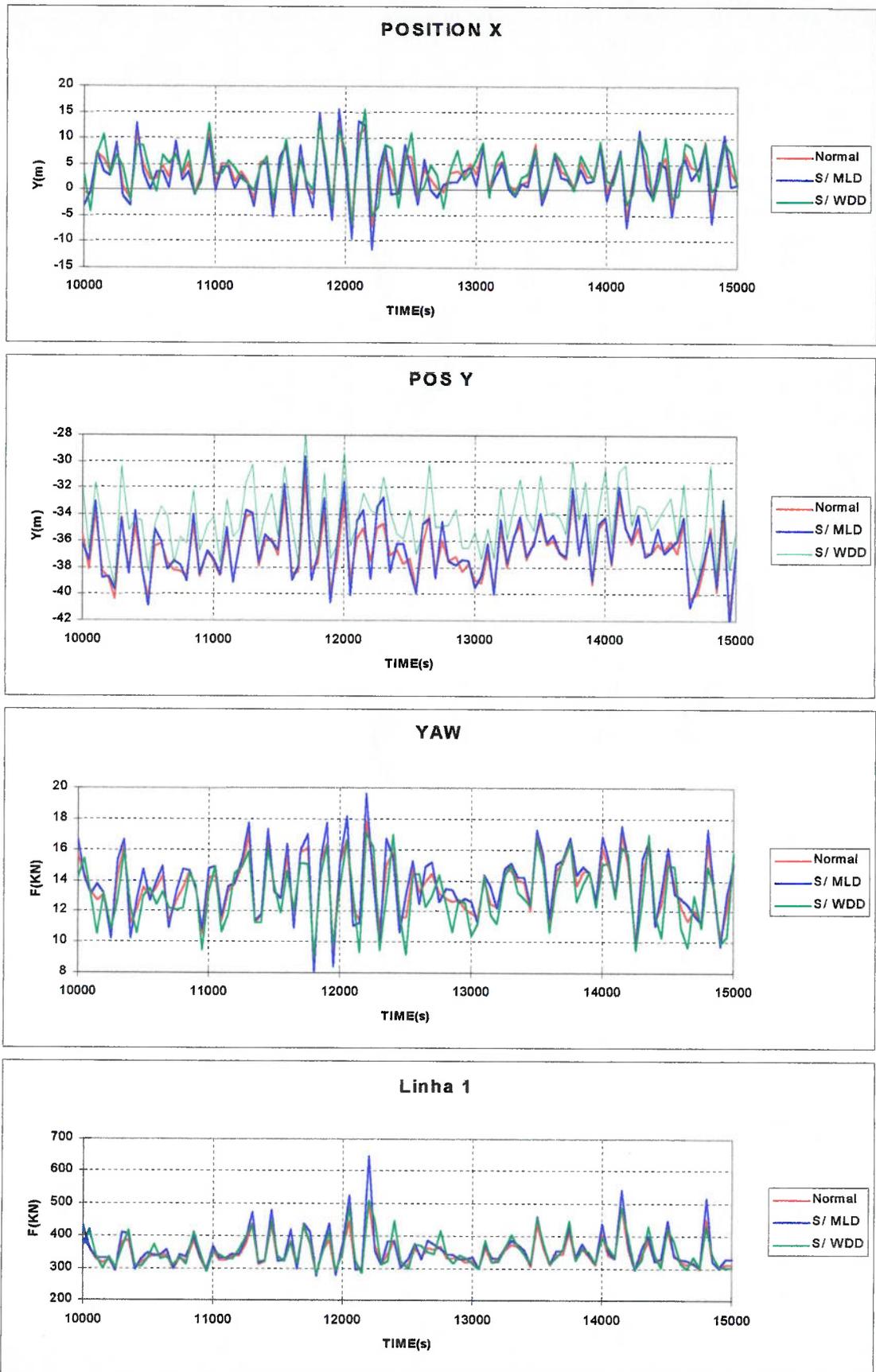


Fig.3.18 – Influência do amortecimento de linhas e do WDD na dinâmica do navio

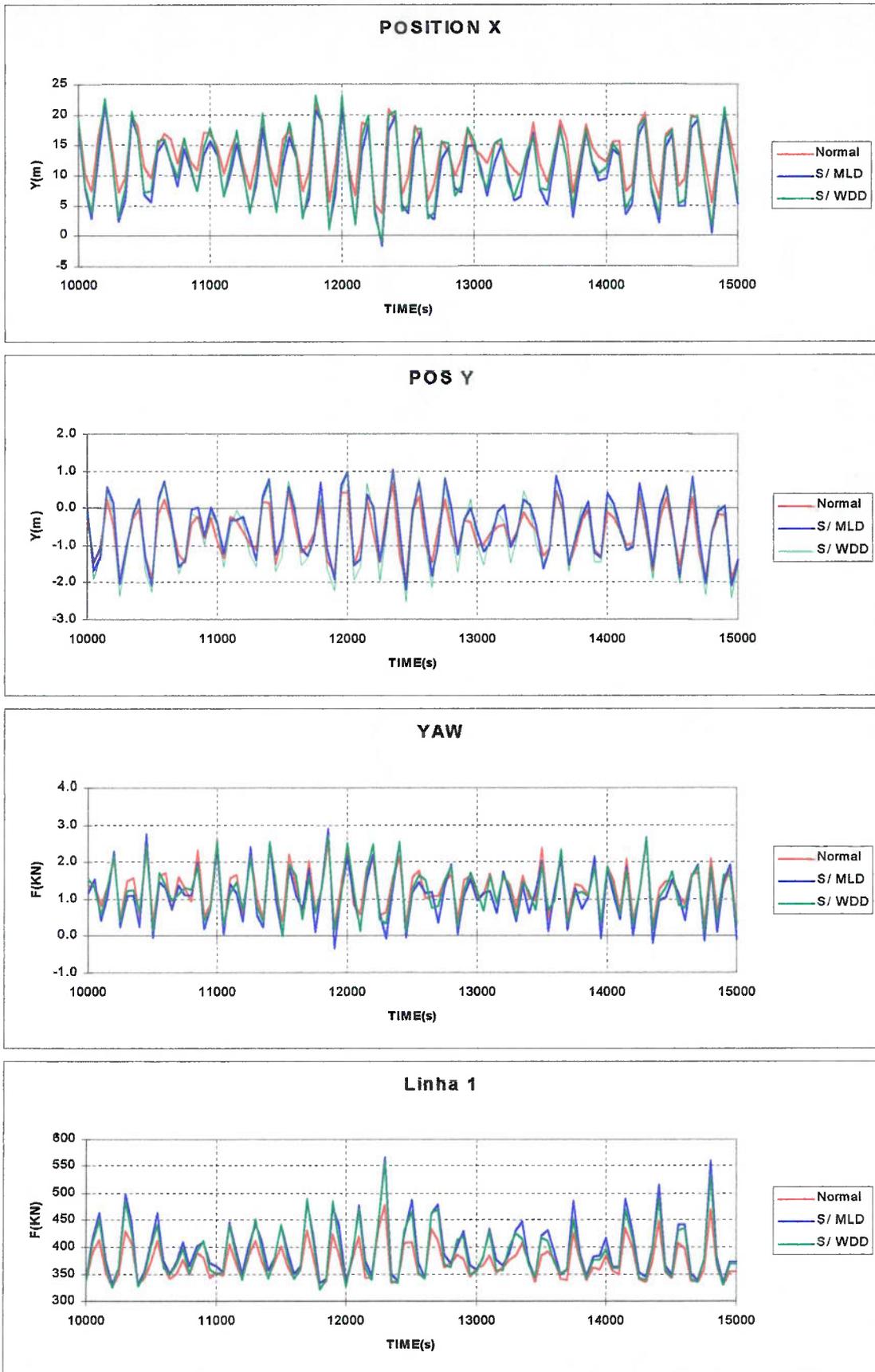


Fig.3.19 – Influência do amortecimento de linhas e do WDD na dinâmica do navio

4. – CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

Neste capítulo são apresentadas as principais conclusões sobre o estudo realizado, e são feitas algumas recomendações para a melhoria do modelo de simulação, apontando os pontos fracos, e ainda sugerindo pesquisas mais profundas a cerca de alguns fenômenos, que ainda hoje permanecem em aberto.

4.1 CONCLUSÕES

- A determinação precisa dos coeficientes hidrodinâmicos é de extrema importância, haja vista a grande sensibilidade do comportamento do sistema, em função de seus valores, principalmente no sistema SPM.
- A sensibilidade maior do sistema SPM é consequência da grande liberdade do navio em se movimentar, quando comparado a outros sistemas de amarração. Tal fato explica a diferença **não** significativa entre os resultados dos diferentes modelos hidrodinâmicos na simulação do sistema DICAS, e também a boa aderência destes resultados com os obtidos em tanque de provas.
- É difícil afirmar qual dos modelos hidrodinâmicos melhor representa o fenômeno físico, pois não é sempre o mesmo modelo que apresenta os melhores resultados, quando comparado com resultados experimentais.
- O simulador vem sendo intensamente utilizado em vários projetos desenvolvidos no Departamento de Engenharia Naval, demonstrando ser uma eficiente ferramenta de análise, apresentando um bom desempenho.
- O DYNASIM, por ser um simulador aberto, e não simplesmente uma caixa preta, tem sido muito importante para o desenvolvimento e implementação de novos modelos de fenômenos físicos, como o amortecimento de linhas e o *wave drift damping*.

4.2 RECOMENDAÇÕES

4.2.1 Forças Hidrodinâmicas

A grande maioria dos coeficientes hidrodinâmicos que se tem em navios, hoje em dia, foram obtidos através de ensaios em tanques de prova. Sabe-se que os ensaios em escala reduzida não apresentam o mesmo padrão de escoamento presente na escala real, em virtude da impossibilidade em se ajustar os números de Froude e Reynolds, simultaneamente nas duas escalas. Assim, o comportamento dinâmico apresentado por modelos reduzidos, não obrigatoriamente, pode significar que o sistema real tenha o mesmo comportamento. Como foi comentado no item 2.12, hoje, tais coeficientes são utilizados, indistintamente, para análise de sistemas reais, sem levar em conta o efeito de escala. O modelo de Asa Curta, apresentado no item 2.12.4, é um dos poucos que se preocupa em corrigir os coeficientes hidrodinâmicos, em função do número de Reynolds.

Assim, uma investigação mais profunda, a cerca do efeito de escala nos coeficientes seria de grande importância, para se prever, seja através de ensaios de tanque de provas, seja através de simuladores numéricos, o comportamento dinâmico do sistema real, com maior precisão.

Iniciativas, como as da Petrobras, em se realizar o ensaio de decaimento de um FSO, relatado no trabalho de Nishimoto et al. (1997) são de extrema importância para o melhor entendimento das forças hidrodinâmicas atuantes no casco do navio.

4.2.2 Forças dinâmicas nas linhas

No modelo matemático, implementado no DYNASIM, as forças nas linhas são calculadas numa análise quasi-estática, ignorando a dinâmica da mesma. Trabalhos

como o de Suhara et al. (1980), mostram que os picos de força, por conta do efeito dinâmico podem ser até o dobro dos obtidos na análise quasi-estática. Atualmente, tem-se recorrido à formulação simplificada de Suhara para se obter os picos de força dinâmicas. Entretanto, tem se pensado na implementação de uma rotina, baseada no Método dos Elementos Finitos, para analisar a dinâmica não apenas das linhas mas também dos *risers*. Tal implementação tende a ser cada vez mais importante, tendo em vista a atual tendência em se utilizar FPSOs em águas cada vez mais profundas.

4.2.3 Função de Memória

O modelo matemático de simulação não possui função de memória, o que impossibilita o cálculo do movimento do navio no plano horizontal, decorrente das forças de onda de primeira ordem. No modelo atual, o efeito das forças de primeira ordem no plano horizontal, é levado em conta, através da soma das posições calculadas pelas equações do movimento com os deslocamentos de primeira ordem obtidos com os RAOs, tendo como hipótese a independência dos movimentos de baixa e alta frequência.

Entretanto, trabalhos como o de Jiang (1988) tem mostrado que a implementação desta função pode alterar o comportamento dinâmico de navios em SPM.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Abkowitz, M.A. "Stability and Motion Control of Ocean Vehicles", Cambridge, Mass., M.I.T. Press, 1969

API - American Petroleum Institute, "Draft Recommended Practice for Design, Analysis, and Maintenance of Mooring for Floating Production Systems", First version, 1991.

Aranha & Fernandes "On the second order low frequency force spectrum", Applied Ocean Research 1994.

Aranha, J.A.P. "A Formula for 'Wave Damping' in the Drift of a Floating Body", I. Of Fluid Mechanics, vol 272, pp 147-155, 1994.

Bernitsas, M.M.; Garza-Rios L.O. "Effect of Mooring Line Arrangement on the Dynamics of Spread Mooring Systems", OMAE - 1995.

Brinati, H.L.; Nishimoto, K.; Maseti, I.Q.; Fuljahn, M. "The Effects of Mooring Line Damping & Wave Drift Damping on Moored Tanker Dynamic", ISOPE-97

Bureau Veritas "Quasi-Dynamic Analysis of Mooring Systems - recommended practice", tentative issue october 1995.

Dercksen, A. "Dynamic Analysis of Moored Tankers", OMAE 1995.

Faltinsen, O.M., at al. "Hidrodynamic Analysis of Tankers at Single-Point-Mooring-Systems", BOSS'79.

Fernandes, A.C. "Estabilidade do Sistema SPM", monografia, Petrobrás, 1994

Fujino, M.; Maki, T. "A Pratical Methods to Predict the Slewing Motion of a Ship Under The Single Point Mooring",. Journal of The Society of Naval Archtects of Japan, vol.154, Nov. 1983.

Fujino, M.; Ishiguro, T. "A Study of the Mathematical Model Describing Maneuvering Motion in Shallow Waters", Journal of The Society of Naval Archtects of Japan, vol.156, Nov. 1984.

Grue, J. & Palm, E. "Wave Drift Damping of Floating Bodies in Slow Yaw-Motion", to appear, (1996)

Hsu & Blenkan "Analysis of peak mooring forces caused by slow vessel drift oscilations in random waves", OTC 1970.

Jiang, T.; Schellin, T.E.; Sharma, S.D. "Motion Prediction of a Single Point Moored Tanker Subjected to Current, Wind and Waves", OMAE-1988.

- Kat, J.O. & Wichers, J.E.W.** "The Behaviour of a Moored Ship in Unsteady Current, Wind and Waves", *Marine Technology*, september 1991.
- Leite, A.J.P.; Aranha, J.A.P.; Umeda, C.; Conti, M.B.** "Current Forces in Tankers and Bifurcation of Equilibrium of Turret Systems: Hydrodynamic model and Experiments"; 1997; (i. ser publicado, Applied Ocean Research)
- Mandell, J.F.** "Modeling of Marine Rope Fatigue Bahavior", *Textile Research Journal*, 1987
- Marthinsen, T.** "Calculation of Slowly varying drift force", *Applied Ocean Research*. 5, 141-144, 1983.
- Molin, B.; Bureau, G.** "A Simulation Model for the Dynamic Behavior of Tankers Moored to SPM", *International Symposium on Ocean Engineering and Ship Handling*, Gothenburg, 1980.
- Newman, I.N.** "Second Order Slowly Varying Forces on Vessels in Irregular Waves", *Proc. Int. Symp. on Dynamics of Marine Vehicle and Structure*, 1974
- Nishimoto, K.; Fucatu, C.H.; Yamauchi, L.W.** "Dinâmica do Sistema Navio Monobóia", SOBENA 1994.
- Nishimoto, K.; Brinati, H.L.; Fucatu, C.H.** "Analysis of Single Point Moored Tanker Using Maneuvering Hydrodynamic Model", OMAE 1995.
- Nishimoto, K.; Brinati, H.L.; Fucatu, C.H.** "Dynamic Analysis of FPSO with a Tandem Offloading System", OMAE 1996.
- Nishimoto, K.; Brinati, H.L.; Fucatu, C.H.** "Dynamics of Moored Tankers - SPM and Turret", ISOPE 1996.
- Nishimoto, K.; Aranha, J.A.P.; Matsuura, J.P.J.; Kaster, F.; Namba, H.; Masetti, I.Q.;** "Full Scale Decay Test of Moored Tanker: Measurement Procedure of Surge Damping", OMAE 1997.
- Norbinn, N.A.** "Theory and Observations on the Use of a Mathematical Model for Ship Maneuvering in Deep and Confined Waters", Göteborg, Stantena Skeppsprovninganstalt 1971.
- Numata, T. and Sao, K.** "Analysis Method for Single Point Mooring (1st report)", *Jornal of the Society of Naval Architects of Japan*, vol. 162, Dec. 1987.
- Numata, T. and Sao, K.** "Analysis Method for Single Point Mooring (2nd report)", *Jornal of the Society of Naval Architects of Japan*, vol. 163, june 1988.

- OCIMF** - Oil Companies International Marine Forum, "Prediction of Wind And Current Loads on VLCCs", 1993.
- Obokata, J.** "On the Basic Design of Single Point Mooring Systems (1st report)", Journal of the Society of Naval Architects of Japan, vol.161, june 1987.
- Obokata, J.; Nakashima, T.** "On the Basic Design of Single Point Mooring Systems (2nd report)", Journal of the Society of Naval Architects of Japan, vol.163, june 1988.
- Pesce, C.P.; Tanuri,E.A.** "Modelo Dinâmico de FPSO em Sistema Turret com Modelo de Forças Hidrodinâmicas de Asa Curta (Heurístico)",1997
- Pesce, C. P. & Tannuri, E. A.;** "Stability And Dynamics Of Offshore Single Point Mooring Systems"; 1997, (RBCM, no prelo)
- Pinkster, J. A.** "Low Frequency Second Order Wave Forces on Vessels Moored at Sea", Proc. 11th Symp. of Naval Hydodynamics, 1976.
- Souza Jr, J.D.R, J; Brinati, H.L.:** "Development and Application of the Slow Speed Maneuvering Simulator", Master Thesis, 1990, EPUSP
- Suhara,T., et al.** "Behavior and Tension of Oscillating Chain in Water", Journal of the Society of Naval Architects of Japan, vol.160, Dec.1980.
- Takashina, J.** "Ship Maneuvering Motion Due to Tug boats and Its Mathematical Model", Jornal of the Society of Naval Architects of Japan, vol. 160, Dec 1986.
- Takashina, J.; Hirano, M.** "Ship Maneuvering Motion by Tugs in Deep and Shallow Water", MARISIM&ICSM'90, June 1990.
- WAMIT**, version 5.0, Reference Manual, 1993
- Wichers, J.E.W.** "The Prediction of the Behaviour of Single Point Moored Tankers", Developments in Marine Technology, Vol.4, Floating Structures and Offshore Operations, november. 1987.
- Wichers, J.E.W.** "A Simulation Model for a Single Point Moored Tankers", Maritme Research Institute Netherlands, Publication No. 797, 1988.

APÊNDICE-A

SIMULADOR DYNASIM

O simulador, DYNASIM, foi desenvolvido baseado nos modelos matemáticos desenvolvidos no capítulo 2, e é basicamente um integrador de equações diferenciais no domínio do tempo. Foi desenvolvido em FORTRAN utilizando-se o pacote FORTRAN Power Station (Microsoft), para micro-computadores.

Como resultado, o simulador fornece uma listagem da série temporal da posição, velocidade e aceleração do CG do navio nos seis graus de liberdade, podendo ainda fornecer a posição de qualquer *fairleader* e as forças atuantes nas linhas de amarração. Posteriormente, as saídas do programa são tratadas graficamente através de macro-programas desenvolvidos na planilha EXCEL. Além dos gráficos das séries temporais dos movimentos e tensões, tem-se a opção de se visualizar a trajetória do centro de gravidade do navio no plano horizontal, e ainda visualizar a própria dinâmica do movimento no plano horizontal, através de uma animação, tornando muito mais fácil a compreensão do fenômeno que se está estudando.

Os dados de entrada do programa devem estar numa derivada do sistema internacional, com a unidade de comprimento em metros, tempo em segundos e massa em toneladas. Em função do modelo desenvolvido, cabe frisar que os coeficientes de massa adicional, amortecimento potencial e ondas devem ser dados em relação ao centro de gravidade do navio.

Foram incorporados três modelos de força hidrodinâmica ao simulador DYNASIM, os modelos de Takashina, Obokata e Asa Curta.

MÉTODO DE INTEGRAÇÃO

As equações diferenciais que representam o movimento do navio são integradas numericamente através do método de Runge-Kutta de quarta ordem. Por este método, os esforços atuantes no navio, num dado instante é que irão determinar a posição, velocidade e aceleração no instante seguinte. Assim, dadas as condições iniciais do sistema obtém-se a dinâmica do movimento em função do tempo.

Dada a equação do tipo:

$$\frac{d^2x}{dt^2} = G(t, x, \dot{x})$$

Temos as equações de recorrência:

$$x_{n+1} = x_n + h\dot{x}_n + \frac{h}{6}(m_0 + m_1 + m_2)$$

$$\dot{x}_{n+1} = \dot{x}_n + \frac{1}{6}(m_0 + 2m_1 + 2m_2 + m_3)$$

onde:

$$m_0 = h G(t_n ; x_n ; \dot{x}_n)$$

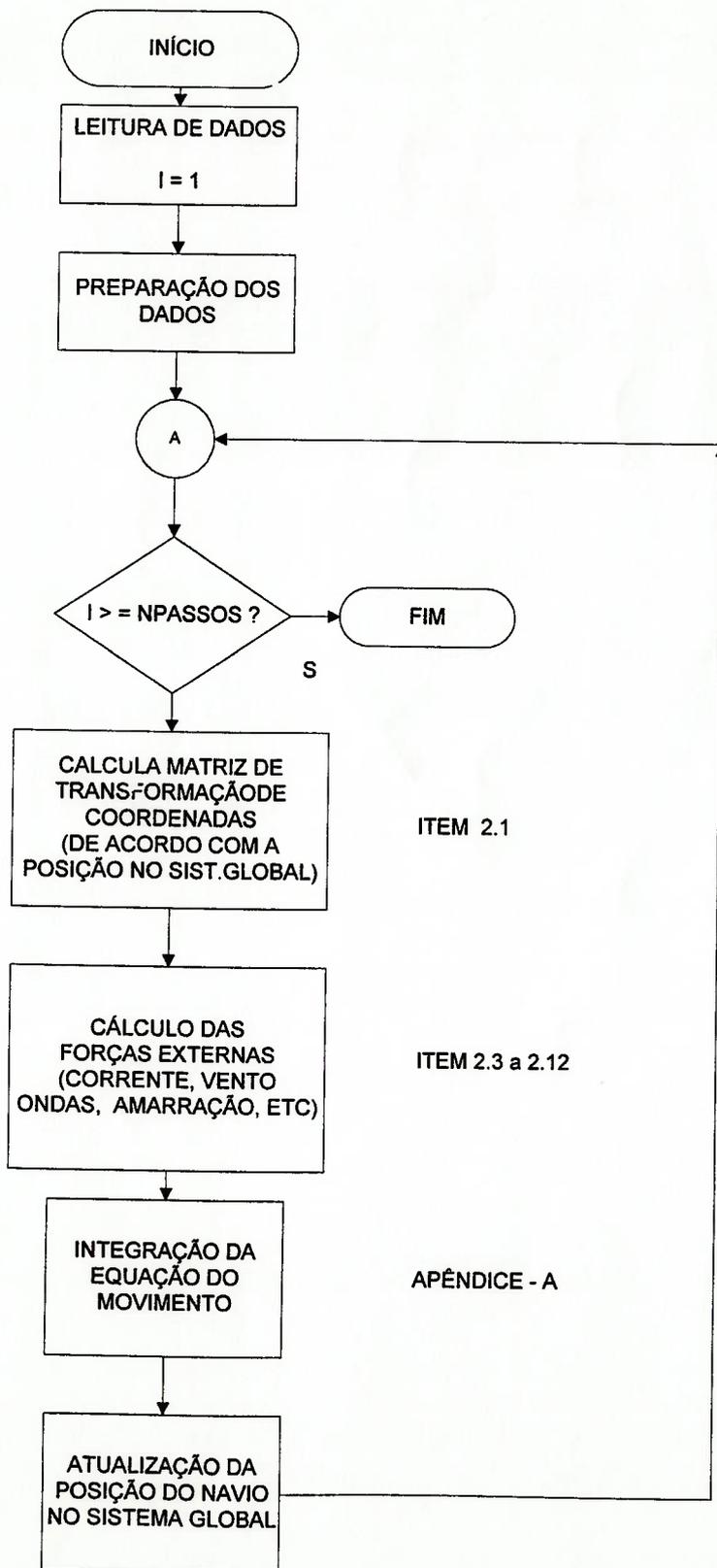
$$m_1 = h G\left(t_n + \frac{1}{2}h ; x_n + \frac{1}{2}h\dot{x}_n ; \dot{x}_n + \frac{1}{2}m_0\right)$$

$$m_2 = h G\left(t_n + \frac{1}{2}h ; x_n + \frac{1}{2}h\dot{x}_n + \frac{1}{4}hm_0 ; \dot{x}_n + \frac{1}{2}m_1\right)$$

$$m_3 = h G\left(t_n + h ; x_n + h\dot{x}_n + \frac{1}{2}hm_1 ; \dot{x}_n + m_2\right)$$

$$h = \Delta t \text{ (passo de integração)}$$

ESTRUTURA DO PROGRAMA SIMULADOR DYNASIM



PRÉ E PÓS PROCESSAMENTO

A grande quantidade de dados necessária para a simulação de um navio amarrado, leva muitas vezes o analista a cometer pequenos erros, que podem resultar em análises errôneas. Os resultados gerados na simulação, séries temporais, por outro lado, apesar de simples são de difícil interpretação, sem a ajuda de um gráfico. Assim, com o intuito de tornar o DYNASIM, um simulador mais amigável, e independente de qualquer outro software, estão sendo desenvolvidos, em conjunto com a PUC do Rio de Janeiro, interfaces gráficas dedicadas para o pré-processamento, PREDYNA, e pós-processamento, POSDYNA, do simulador. Ver ANEXO – 1.

O PREDYNA, além de montar a tabela de dados de entrada do simulador, através de interfaces gráficas mais intuitivas, possui:

- bibliotecas de navios, com os respectivos arquivos hidrodinâmicos (RAOs, QTFs, Coeficientes de restauração hidrostática, massa adicional e amortecimento potencial)
- biblioteca de coeficientes aerodinâmicos e hidrodinâmicos
- biblioteca de cabos e amarras
- rotina para geração da curva de restauração da catenária
- rotina para equilibrar o sistema

O POSDYNA, também oferece uma série de facilidades, para a interpretação dos resultados:

- série temporal dos movimentos e tensão das linhas
- animação tri-dimensional do navio amarrado
- exportação de imagens e dados

APÊNDICE-B

TRANSFORMADA INVERSA DE FOURIER

A transformada de Fourier, $X(\omega)$, de uma dada função, $x(t)$, é dada por:

$$X(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} x(t) e^{-i\omega t} dt \quad (\text{B.1})$$

para se obter $x(t)$, a partir de sua transformada de Fourier, $X(\omega)$, deve-se aplicar a transformada inversa de Fourier:

$$x(t) = \int_{-\infty}^{\infty} X(\omega) e^{i\omega t} d\omega \quad (\text{B.2})$$

substituindo : $X(\omega) = |X(\omega)| e^{i\theta_\omega}$, na equação (B.2):

$$x(t) = \int_{-\infty}^{\infty} |X(\omega)| e^{i(\omega t + \theta_\omega)} d\omega \quad (\text{B.3})$$

tem-se que:
$$X(-\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} x(t) e^{i\omega t} dt = X^*(\omega) \quad (\text{B.4})$$

ou seja: $X(-\omega) = |X(\omega)| e^{-i\theta_\omega}$, $|X(\omega)| = |X(-\omega)|$ e $\theta_\omega = -\theta_{-\omega}$

rescrevendo (B.3):

$$x(t) = \int_{-\infty}^0 |X(\omega)| e^{i(\omega t + \theta_\omega)} d\omega + \int_0^{\infty} |X(\omega)| e^{i(\omega t + \theta_\omega)} d\omega$$

$$x(t) = \int_0^{\infty} |X(\omega)| \left[e^{i(\omega t + \theta_\omega)} + e^{-i(\omega t + \theta_\omega)} \right] d\omega$$

$$x(t) = 2 \int_0^{\infty} |X(\omega)| \cos(\omega t + \theta_\omega) d\omega \quad (\text{B.5})$$

Nos cálculos até aqui o limite de integração, $-\infty \rightarrow \infty$, foi adotado por conveniência matemática. Na prática, tratando-se de ondas no mar, ω varia de $0 \rightarrow \infty$, assim, deve-se

dividir o resultado da equação (B.5) por dois. Adotando a mesma nomenclatura, porém, sabendo que se trata de uma análise física, a equação (B.5) fica:

$$x(t) = \int_0^{\infty} |X(\omega)| \cos(\omega t + \theta_{\omega}) d\omega \quad (\text{B.6})$$

de uma forma discreta, tem-se:

$$x(t) = \lim_{n \rightarrow \infty} \sum_{i=1}^n |X(\omega_i)| \cos(\omega_i t + \theta_i) \quad (\text{B.7})$$

A função de densidade espectral da onda $S(\omega)$, é frequentemente tratada como espectro de energia, pelo fato da área sob a curva da função ser diretamente proporcional a energia total da onda, por unidade de superfície (Ω).

$$\Omega = \rho g \int_0^{\infty} S(\omega) d\omega \quad (\text{B.8})$$

para uma dada frequência, ω_i a energia é dada por:

$$\Omega_i = \rho g S(\omega_i) \delta\omega \quad (\text{B.9})$$

por outro lado, a energia total, por unidade de superfície, de uma onda harmônica de frequência ω_i também pode ser expressa em termos de sua amplitude, $X(\omega_i)$

$$\Omega_i = \frac{1}{2} \rho g X(\omega_i)^2 \quad (\text{B.10})$$

igualando as energias: $\frac{1}{2} \rho g X(\omega_i)^2 = \rho g S(\omega_i) \delta\omega$

$$\text{vem: } |X(\omega_i)| = \sqrt{2 S(\omega_i) \delta\omega} \quad (\text{B.11})$$

substituindo (B.11) em (B.7):

$$x(t) = \lim_{\substack{n \rightarrow \infty \\ \delta\omega \rightarrow 0}} \sum_{i=1}^n \sqrt{2 S(\omega_i) \delta\omega} \cos(\omega_i t + \theta_i) \quad (\text{B.12})$$

APÊNDICE-C

Cálculo da força de arraste de linhas, transmitida ao fairlead

A força de arraste hidrodinâmico nas linhas, devido à corrente, é calculada de uma forma simplificada, considerando-se um perfil triangular da corrente, atuando no comprimento suspenso da linha, conforme Fig.C-1

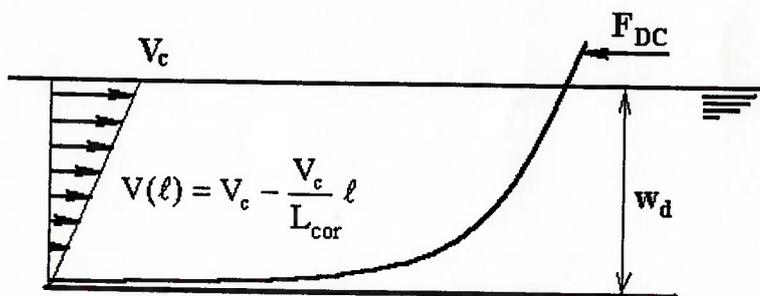


Fig.C-1 – Perfil de velocidades e carregamento na linha

Assim, a força total atuante na linha, devido ao arraste hidrodinâmico, na direção da corrente é obtida através da integral:

$$F = \frac{1}{2} \rho C_D D \int_0^{L_{cor}} v^2(\ell) d\ell \quad (C.1)$$

resolvendo:

$$F = \frac{1}{2} \rho C_D D \int_0^{L_{cor}} \left(V_c - \frac{V_c}{L_{cor}} \ell \right)^2 d\ell$$

$$F = \frac{1}{2} \rho C_D D \left(V_c^2 \ell - \frac{V_c^2}{L_{cor}} \ell^2 + \frac{V_c^2}{3 L_{cor}^2} \ell^3 \right)_0^{L_{cor}}$$

resulta que a força total na linha devido à corrente é dada por

$$F = \frac{1}{6} \rho C_D D L_{cor} V_c^2 \quad (C.2)$$

onde:

L_{cor} é comprimento projetado da linha dada por:

$$L_{cor} = w_d \left[\left(\frac{\text{sen } \theta_\ell}{1 - \cos \theta_\ell} - 1 \right) |\text{sen } \alpha| + 1 \right]$$

α é o ângulo de incidência da corrente relativo ao plano da linha

Supondo que a linha seja uma viga bi-apoiada, com um carregamento cúbico, a força transmitida ao *fairlead* equivale à reação de apoio F_{DC} .

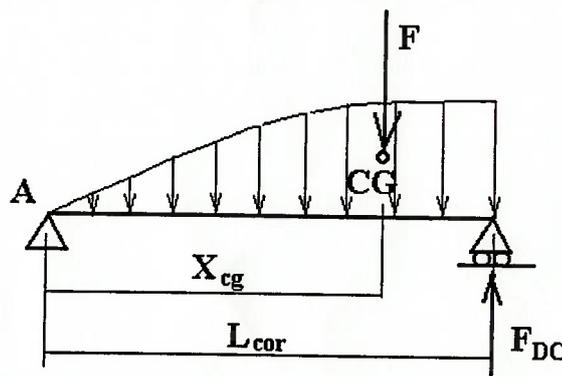


Fig.C-2 – modelo de viga para o cálculo da reação no fairlead

A coordenada X_{cg} do centro de gravidade da distribuição de força pode ser calculada pela relação: $X_{cg} = \text{Momento estático}/\text{Area}$

$$M_{est} = k \int_0^{L_{cor}} \left(V_c^2 \ell - \frac{V_c^2}{L_{cor}} \ell^2 + \frac{V_c^2}{3 L_{cor}^2} \ell^3 \right) \ell \, d\ell$$

$$M_{est} = k \int_0^{L_{cor}} \left(V_c^2 \ell^2 - \frac{V_c^2}{L_{cor}} \ell^3 + \frac{V_c^2}{3 L_{cor}^2} \ell^4 \right) d\ell$$

$$M_{est} = k V_c^2 \left(\frac{1}{3} \ell^3 - \frac{1}{4 L_{cor}} \ell^4 + \frac{1}{15 L_{cor}^2} \ell^5 \right)_0^{L_{cor}}$$

$$M_{est} = k V_c^2 \left(\frac{1}{3} L_{cor}^3 - \frac{1}{4} L_{cor}^3 + \frac{1}{15} L_{cor}^3 \right)$$

$$M_{est} = k V_c^2 L_{cor}^3 \frac{3}{20} \quad (C.3)$$

$$A = k \int_0^{L_{cor}} \left(V_c^2 \ell - \frac{V_c^2}{L_{cor}} \ell^2 + \frac{V_c^2}{3 L_{cor}^2} \ell^3 \right) d\ell$$

$$A = k V_c^2 \left(\frac{1}{2} \ell^2 - \frac{1}{3 L_{cor}} \ell^3 + \frac{1}{12 L_{cor}^2} \ell^4 \right)_0^{L_{cor}}$$

$$A = k V_c^2 L_{cor}^2 \left(\frac{1}{2} L_{cor}^2 - \frac{1}{3} L_{cor}^2 + \frac{1}{12} L_{cor}^2 \right)$$

$$A = k V_c^2 L_{cor}^2 \frac{1}{4} \quad (C.4)$$

$$X_{cg} = \frac{k V_c^2 L_{cor}^3 \frac{3}{20}}{k V_c^2 L_{cor}^2 \frac{1}{4}} = \frac{3}{5} L_{cor} \quad (C.5)$$

Fazendo a somatória de momentos em relação ao ponto A e igualando a zero:

$$F \frac{3}{5} L_{cor} = F_{DC} L_{cor} \quad \text{onde: } F = \frac{1}{6} \rho C_D D L_{cor} V_c^2$$

Finalmente, a força atuante no *fairlead* é dada por:

$$F_{DC} = \frac{1}{10} \rho C_D D L_{cor} V_c^2 \quad (C.6)$$

ANEXO - 1

Tela de abertura do pré processador PREDYNA



PREDYNA (PREPROCESSOR/DYNASIM) Version: 2.0
 Copyright 1997 by PETROBRAS CENPES/DIPREX/SEPRON
 Developed by TeCGraf/PUC-Rio
<http://www.tecgraf.puc-rio.br>
 e-mail: tecgraf@tecgraf.puc-rio.br



Telas de trabalho do PREDYNA

Lines

Number of lines: 10

Line: 1

Length(m)	1810.0000
Azimuth(Deg)	60.0000
Fairlead X(m)	75.0000
Fairlead Y(m)	11.9999
Fairlead Z(m)	0.0080
Pre-tension(kN)	1025.0000
Segments	4
Wm (kN/m)	0.7488
CDm	2.4500

Segment: 1

Length(m)	600.0000
CD	1.2000
Type	Wire
Diameter(m)	0.0840
BreakLoad(kN)	5000.0000
EA (kN)	5.9976E+005
Wair (kN/m)	0.289395
Wsub (kN/m)	0.289395

Database: Chain

Diameter (m)	0.0205
BreakLoad(kN)	376.0000
EA (kN)	3.4790E+004
Wair (kN/m)	0.090252
Wsub (kN/m)	0.070500

Break Line: Yes No

Time to break line (s): 1.0

Buttons: Copy Line, Copy This Segment, Ok, Cancel

Tela de abertura do pós-processador POSDYNA



POSDYNA (POSTPROCESSOR/DYNASIM) Version 1.0
 Copyright 1997 by PETROBRAS CENPES/DIPREX/SEPRON
 Developed by TecGraf/PUC-Rio
<http://www.tecgraf.puc-rio.br>
 e-mail: tecgraf@tecgraf.puc-rio.br



Telas de trabalho do POSDYNA

