

~~NOTA: 10,0~~
~~DATA: 15/12/00~~
PROF. MARCELO R. MARTINS

NOTA FINAL DO TRABALHO

9,4 (nove e quatro)

(Assinatura)

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO DE FORMATURA

Título: Simulação Dinâmica de Estruturas Offshore

Orientador: Dr. Marcelo Ramos Martins
Alunos: Fabrício Bindi
Júlio Rodrigo Caldo

Prof. Anílton Sinatora
EBCP
Eduardo Góes
Coordenador
PMC 581
7 fev 01

Dezembro 2.000

DEDALUS - Acervo - EPMN



31600005962

Índice

<u>INTRODUÇÃO.....</u>	2
<u>SISTEMA DE ANCORAGEM.....</u>	5
TIPOS DE SISTEMAS DE PRODUÇÃO	5
PLATAFORMA SEMI-SUBMERSÍVEL.....	6
NAVIO TIPO TURRET	6
NAVIO UTILIZANDO DICAS.....	7
NAVIO EM CONJUNTO COM MONOBÓIA.....	7
NAVIOS EM CONFIGURAÇÃO TANDEM	7
CONCEITOS DO PROJETO DE UM SISTEMA DE ANCORAGEM	7
SISTEMAS COMPOSTOS POR LINHAS DE ANCORAGEM	9
COMPONENTES DO SISTEMA DE ANCORAGEM	9
PRINCÍPIOS DE ATUAÇÃO DO SISTEMA DE ANCORAGEM.....	9
<u>MODELO MATEMÁTICO</u>	13
SISTEMA DE COORDENADAS	13
EQUAÇÕES DO MOVIMENTO	16
FORÇA INERCIAL ADICIONAL.....	18
FORÇAS INERCIAIS HIDRODINÂMICAS	21
VENTO.....	24
ONDAS.....	25
COMPONENTE DE PRIMEIRA ORDEM (F_0).....	29
FORÇA DE DERIVA MÉDIA (F_{DM})	30
DERIVA LENTA	31
WAVE DRIFT DAMPING (F_{WD})	32
RESTAURAÇÃO HIDROSTÁTICA (F_{RES})	34
AMORTECIMENTO POTENCIAL (F_{POT}).....	35
LINHAS DE AMARRAÇÃO	35
ANÁLISE ESTÁTICA DE UMA LINHA DE AMARRAÇÃO	36
Solução Analítica Exata da Catenária para uma Linha Homogênea.....	38
Equações Analíticas para os Segmentos Apoiados.....	42
Condições de Contorno para União de Segmentos.....	44
Processo Iterativo para Determinação da Curva de Equilíbrio de uma Linha de Composição Arbitrária.....	45
MONOBÓIA	48
DICAS OU SMS	49
TURRET.....	49
AMORTECIMENTO DAS LINHAS (F_{AC}).....	49
FORÇA DE ARRASTE NAS LINHAS (F_{DC})	52

FORÇA HIDRODINÂMICA DE NAVIO EM MOVIMENTO NUM CAMPO DE CORRENTE (F_C)	53
MODELO WICHERS	55
MODELO OBOKATA	59
MODELO FUJINO	60
MODELO DE ASA CURTA	62
MODELO DE TAKASHINA (MODIFICADO)	66
COMPARAÇÃO DOS MODELOS DE LOCAL CROSS FLOW DRAG E TAKASHINA	68
SISTEMAS COM DIVERSOS CORPOS	69
CÁLCULO DA FORÇA DE LIGAÇÃO	71
 VALIDAÇÃO	 73
 SISTEMAS DE 1 CORPO	 73
SISTEMA TURRET (COM FUNÇÃO DE MEMÓRIA)	74
Comparação em Surge	75
Comparação em Sway	76
SISTEMA MONOBÓIA (SIMPLIFICADA)	77
Comparação em Surge	78
Comparação em Sway	79
SISTEMAS DE 2 CORPOS	79
3 – SISTEMA MONOBÓIA-SHUTTLE (FUNÇÃO DE MEMÓRIA)	80
Comparação em Surge - bóia	81
Comparação em Surge - Shuttle	82
Comparação da tração do cabo de ligação	83
SISTEMA TANDEM – DICAS	84
Comparação em Surge	85
Comparação em Sway	86
Comparação da tração de um cabo	87
SISTEMAS COM N CORPOS	88
COMPARAÇÕES ENTRE OS MODELOS HIDRODINÂMICOS	89
SISTEMA TURRET	89
SISTEMA NAVIO COM MONOBOIA (SIMPLIFICADA)	90
 CONCLUSÃO	 91
 BIBLIOGRAFIA	 93
 APÊNDICE – ESTUDO DA LINGUAGEM DE PROGRAMAÇÃO C++	 95
 INTRODUÇÃO	 95
CARACTERÍSTICAS DA PROGRAMAÇÃO ORIENTADA A OBJETO	95
ABSTRAÇÃO	95

Abstração de processos.....	96
Abstração de dados	96
CLASSES	97
ENCAPSULAMENTO.....	98
POLIMORFISMO	100
HIERARQUIA DE CLASSES.....	100

Índice de Figuras

<i>Figura 3.1 - Sistema de coordenadas.</i>	13
<i>Figura 3.2 - Ângulos de Euler</i>	15
<i>Figura 3.3 - Efeito da viscosidade no momento de Munk</i>	23
<i>Figura 3.4 - Espectros de onda para $H_s=5.5m$ e $T=11.5s$.</i>	27
<i>Figura 3.5 – Componentes dos esforços devidos às ondas do mar</i>	28
<i>Figura 3.6 - Função quadrática de transferência da força de deriva média, em função da presença de corrente, para um navio de 200kDWT 100% carregado</i>	33
<i>Figura 3.7 – Variáveis envolvidas na análise estática de uma linha</i>	37
<i>Figura 3.8 - Esforços atuantes em um trecho homogêneo da linha</i>	38
<i>Figura 3.9 - Esforços atuantes em um trecho apoiado da linha</i>	43
<i>Figura 3.10 - Continuidade dos segmentos suspensos</i>	45
<i>Figura 3.11 - Continuidade dos segmentos apoiados</i>	45
<i>Figura 3.12 - Curva de restauração da monobóia</i>	48
<i>Figura 3.13 - Definição das variáveis envolvidas</i>	50
<i>Figura 3.14 - Definição dos parâmetros das linhas</i>	52
<i>Figura 3.15 - Perfil de velocidades e carregamento na linha</i>	52
<i>Figura 3.16 - Influência da velocidade de yaw nas forças dinâmicas</i>	57
<i>Figura 3.17 - Ângulo de incidência seccional relativo</i>	58
<i>Figura 3.18 - Função de correção do coeficiente C_y</i>	65
<i>Figura 4.19 - Sistema Turret</i>	74
<i>Figura 4.20 - Sistema Turret - Movimento em Surge</i>	75
<i>Figura 4.21 - Sistema Turret - Movimento em surge calculado pelo Dynasim 1.43</i>	75
<i>Figura 4.22 - Sistema Turret - Movimento em Sway</i>	76
<i>Figura 4.23 - Sistema Turret - Movimento em Sway calculado pelo Dynasim 1.43</i>	76
<i>Figura 4.24 - Sistema Monobóia Simplificada,</i>	77
<i>Figura 4.25 - Sistema Monobóia Simplificada- Movimento em Surge</i>	78
<i>Figura 4.26 - Sistema Monobóia Simplificada - Movimento em Surge calculado pelo Dynasim 1.43</i>	78
<i>Figura 4.27 - Sistema Monobóia Simplificada - Movimento em Sway</i>	79
<i>Figura 4.28 - Sistema Monobóia Simplificada - Movimento em Sway calculado pelo Dynasim 1.43</i>	79
<i>Figura 4.29 - Sistema Monobóia – Shuttle</i>	80
<i>Figura 4.30 - Sistema Monobóia – Movimento da bóia em surge</i>	81
<i>Figura 4.31 - Sistema Monobóia – Movimento da bóia em surge calculado pelo TANDEX</i>	81
<i>Figura 4.32 - Sistema Monobóia – Movimento do navio em Surge</i>	82

<i>Figura 4.33 - Sistema Monobóia – Movimento do navio em Surge calculado pelo TANDEX</i>	82
<i>Figura 4.34 - Sistema Monobóia – Tração (kN) na linha de ligação</i>	83
<i>Figura 4.35 - Sistema Monobóia – Tração (kN) na linha de ligação calculado pelo TANDEX</i>	83
<i>Figura 4.36 - Sistema Tandem-Dicas</i>	84
<i>Figura 4.37 - Sistema Tandem – Movimento em Surge do Navio em Dicas</i>	85
<i>Figura 4.38 - Sistema Tandem – Movimento em Surge do navio em Dicas calculado pelo TANDEX</i>	85
<i>Figura 4.39 - Sistema Tandem – Movimento em Surge do segundo navio</i>	86
<i>Figura 4.40 - Sistema Tandem – Movimento em Surge do segundo navio calculado pelo TANDEX</i>	86
<i>Figura 4.41 - Sistema Tandem – Tração (kN) na linha de ligação</i>	87
<i>Figura 4.42 - Sistema Tandem – Tração (kN) na linha de ligação calculado pelo TANDEX</i>	87
<i>Figura 4.43 - Sistema Turret – Comparaçāo dos Modelos em Surge</i>	89
<i>Figura 4.44 - Sistema Turret – Comparaçāo dos Modelos em Sway</i>	89
<i>Figura 4.45 - Sistema Monobóia Simplificada – Comparaçāo dos modelos em Surge</i>	90
<i>Figura 4.46 - Sistema Monobóia Simplificada – Comparaçāo dos modelos em Sway</i>	90

RESUMO

Este trabalho descreve a implementação da simulação dinâmica de 2 ou mais corpos de um sistema flutuante. Essa implementação foi feita utilizando-se a estrutura de um simulador pré-existente, denominado DYNASIM, o qual permitia simular apenas sistemas flutuantes com 1 corpo ou sistemas de 2 corpos de maneira pouco flexível (sistemas pré-determinados).

Originalmente programado em FROTRAN, realizou-se uma conversão para uma linguagem orientada a objetos (C++), no intuito de tornar a estrutura de dados do programa própria para a implementação das rotinas de cálculo de múltiplos corpos.

A nova versão foi depurada e constantemente comparada com a antiga, visando obter total compatibilidade para os casos de sistemas de 1 corpo e sistemas de 2 corpos já estudados. A versão em FORTRAN do DYNASIM já havia sido previamente validada por meio de comparação com resultados de ensaios em escala reduzida.

Sistemas contendo 3 ou mais corpos não puderam ser validados devido à ausência de dados experimentais, restando executar testes de consistência para tais casos. A validação de sistemas de 3 ou mais corpos será realizada tão logo haja resultados experimentais disponíveis.

1 INTRODUÇÃO

O petróleo, uma substância complexa constituída de gases e óleos de hidrocarbonetos, é um dos recursos mais importantes da sociedade atual. Ele fornece uma grande parte da energia mundial utilizada no transporte e é a principal fonte de energia para muitos outros fins, além de ser fonte de matéria prima para milhares de produtos como detergentes, plásticos, tintas, fibras sintéticas, borracha sintética, entre outros.

Existem, no Brasil, cerca de 4.000 poços terrestres, além de mais de 600 poços submarinos, que produzem mais da metade do petróleo do país. No início, as dificuldades encontradas na exploração de poços submarinos relacionavam-se à estrutura de superfície responsável direta pela exploração nestas locações no mar. Para pequenas profundidades duas soluções foram adotadas com relativo sucesso:

- plataforma rigidamente fixa ao fundo marinho;
- plataforma flutuante com caráter itinerante ou temporário (submersível);

A segunda estrutura era composta por três módulos distintos:

- um convés de utilidades emerso;
- sapatas submersas para apoio no fundo marinho;
- elementos de ligação (colunas);

Estas plataformas tanto podiam se apoiar no fundo do mar para a realização de algum tipo de operação como mudar de locação com o auxílio de reboque.

Para profundidades maiores temos as plataformas semi-submersíveis, que se diferencia da plataforma submersível na filosofia empregada na manutenção de sua posição na locação. Enquanto a plataforma submersível utilizava sua própria inércia como elemento de fixação, a plataforma semi-submersível tem que dispor de outros meios que viabilizem o seu posicionamento. Quanto ao arranjo estrutural, como à plataforma submersível, pode ser caracterizada por:

- estrutura de convés emersa;

- flutuadores gêmeos submersos;
- colunas de ligação.

A plataforma semi-submersível, também conhecida como plataforma estabilizada pelas colunas já que as mesmas estão em contato direto com a superfície do mar, são estruturas consagradas mundialmente utilizadas nas duas atividades principais da exploração "offshore" : Perfuração e Produção. As estruturas "semi-sub" dedicadas à atividade de perfuração possuem um caráter itinerante com constantes mudanças de locação enquanto aquelas dedicadas à produção podem permanecer numa mesma locação por períodos de até 20 anos. Mas, devido ao fato de que existem dispositivos unindo a plataforma aos equipamentos de subsuperfície, é fácil concluir que o aspecto manutenção da posição é extremamente relevante. Neste sentido, com o intuito de contrabalancear os esforços ambientais atuantes devido aos parâmetros vento, onda e correnteza, duas filosofias são normalmente empregadas dependendo da atividade principal da unidade semi-submersível:

- utilização de sistema de posicionamento dinâmico ("thrusters" azimutais localizados nos flutuadores);
- utilização de linhas descrevendo catenárias unindo a plataforma ao fundo do mar.

A 1^a filosofia citada se adequa bem às atividades que possuem um caráter itinerante (perfuração), e são realizadas em grandes profundidades, devido a sua grande flexibilidade operacional, enquanto a 2^a filosofia se aplica principalmente a sistemas permanentes (produção) onde não se justifica o alto consumo de óleo diesel dos sistemas de posicionamento dinâmico.

No que diz respeito à 2^a filosofia descrita, dá-se o nome de sistemas de "amarração" ou de "ancoragem" aos vínculos físicos existentes entre a plataforma e o leito marinho e que permitem à mesma manter o seu posicionamento em condições ambientais adversas. Deve ser ressaltado que o domínio, por parte dos operadores de plataformas "semi-sub", da tecnologia do pré-lançamento das linhas de ancoragem, exerce um grande apelo contra a utilização de sistemas de posicionamento dinâmico.

Além das plataformas “semi-sub”, as estruturas mais comuns em termos mundiais, existem outros tipos de unidades flutuantes que se diferem nas filosofias utilizadas no que diz respeito às restrições impostas aos movimentos no plano ou ainda ao tipo de vínculo mantido com o solo marinho. A seguir, citamos uma classificação geral para os vários sistemas flutuantes:

1) Quanto às restrições impostas à unidade:

- Amarração por ponto único (“single point mooring”);
- Amarração por pontos múltiplos (“spread mooring”);
- Amarração por pernas verticais tracionadas.

2) Quanto à geometria dos elementos de restauração:

- Com pernas verticais tracionadas;
- Com pernas em catenária;
- Sistemas híbridos.

3) Quanto à operação do sistema:

- Sistema ativo;
- Sistema passivo.

4) Quanto à permanência do sistema:

- Permanentes;
- Temporários.

2 SISTEMA DE ANCORAGEM

O sistema de ancoragem de uma unidade de produção possui basicamente as seguintes funções:

- Equilibrar a solicitação ambiental;
- Restringir o passeio (deslocamentos) da unidade.

A necessidade da utilização de sistemas de ancoragem decorre da utilização de “risers” para a extração de petróleo, os quais são tubos flexíveis projetados para resistir às condições nas quais trabalham. Como esses tubos possuem custo muito elevado, não podem se estender infinitamente e devem trabalhar com um ângulo máximo de 10º de inclinação em relação ao solo marinho, é necessário restringir a operação da unidade de produção a uma determinada área.

Os sistemas de ancoragem podem ser divididos em dois tipos: os de atuação ativa e os de atuação passiva.

Os sistemas de atuação ativa demandam gasto de energia para cumprir suas funções. Eles são utilizados no sistema de produção controlado por GPS (item 2.1.1) e o sistema de dois navios em Tandem.

Os sistemas de atuação passiva baseiam-se na força de restauração das linhas de ancoragem, a qual é produzida pelo peso próprio da linha e por sua deformação elástica. Essas linhas de ancoragem são geometricamente distribuídas de modo a equilibrar os esforços ambientais típicos da região de produção.

Uma discussão de como as forças de restauração são geradas estão no item 2.3.2.

2.1 Tipos de Sistemas de Produção

Os tipos mais utilizados atualmente para a extração de petróleo marinho são brevemente descritos a seguir.

2.1.1 Plataforma Semi-Submersível

É o tipo mais conhecido. Consiste em uma unidade que concentra as funções de extração e armazenamento do óleo bruto e gás natural, podendo até incluir unidades de beneficiamento.

Em geral utiliza sistemas de ancoragem passivos (linhas de ancoragem). As unidades desse tipo que operam na plataforma continental em geral são fixas por colunas.

O sistema ativo orientado por GPS é utilizado geralmente para deslocar a unidade de uma localidade para outra (usualmente de um porto ou estaleiro para um poço de produção). Seu princípio de atuação baseia-se no uso de motores para se manter a posição desejada, a qual é fornecida pelo sistema de GPS. Por envolver o consumo de combustível, possui custo de manutenção elevado e é utilizado apenas durante a movimentação da plataforma.

2.1.2 Navio tipo Turret

Neste tipo de sistema, o navio possui um disco denominado “turret” acoplado a seu casco que permite que um gire em relação ao outro livremente. O sistema de ancoragem é fixado ao disco, de modo que os esforços devidos à rotação do navio não são transmitidos ao sistema de ancoragem.

A principal vantagem desse tipo de sistema é permitir que o navio se alinhe com a direção dos agentes ambientais sem transmitir momento algum ao sistema de ancoragem, já que a área lateral do navio é muito maior do que uma plataforma e, consequentemente, os momentos também são mais elevados.

A principal desvantagem é o custo elevado de construção, já que é necessário furar o casco do navio para se anexar o “turret”. Em geral, são utilizados petroleiros antigos, que não atendem mais as normas de segurança para transporte, para a implantação de sistemas Turret. Eles passam a ser unidades de extração e armazenamento, cabendo o transporte até o litoral aos navios mais modernos.

2.1.3 Navio utilizando DICAS

O sistema DICAS surgiu para sanar a principal deficiência do sistema Turret: o custo de implantação elevado. Basicamente, busca-se o mesmo efeito (diminuir a transmissão de momento ao sistema de ancoragem) através da utilização de linhas de menor diâmetro (mais leves e flexíveis) na popa do navio, permitindo a este alinhar-se aos agentes ambientais mais facilmente.

2.1.4 Navio em conjunto com Monobóia

O objetivo de se utilizar esta configuração é, da mesma forma que nas anteriores, minimizar os esforços no sistema de ancoragem. Como a monobóia é um corpo cujos coeficientes hidrodinâmicos, principalmente aqueles relativos aos momentos gerados, são muito menores que os de um navio típico, apenas os esforços em surge e sway serão transmitidos (via cabo de ligação ou hawser) à monobóia e ao sistema de ancoragem nela preso.

2.1.5 Navios em configuração Tandem

Nesse tipo de configuração, o navio que realiza a extração do petróleo está unido a uma outra embarcação, cuja finalidade é armazenar o produto. Esta segunda embarcação pode se desconectar da primeira e ir até a costa para descarregar o óleo. Deste modo, apenas a embarcação de extração possui um sistema de ancoragem, sendo que o navio de estocagem se mantém unido ao primeiro por meio de um cabo de ligação.

2.2 Conceitos do Projeto de um Sistema de Ancoragem

O projeto de um sistema de ancoragem consiste basicamente na determinação ou especificação dos seguintes parâmetros:

- número de linhas do sistema;
- pattern de ancoragem (ângulo de lançamento das linhas);

- configuração geométrica de cada linha do sistema (raio de ancoragem e comprimento total da linha);
- composição e dimensões dos materiais de cada linha;
- pré-tração em cada linha de amarração;
- tipo, peso e posição da âncora de cada linha;
- tipo, dimensões e características do hardware de superfície.

Um sistema assim especificado estará apto a ser instalado numa unidade flutuante desde que satisfaça uma série de requisitos e critérios de projeto estabelecidos nas normas das sociedades classificadoras. Estes critérios normalmente estabelecem limitações para as seguintes variáveis básicas de projeto:

- offset máximo da unidade;
- tensões máximas admissíveis nas linhas de amarração (coeficiente de segurança), seja para o sistema intacto ou para o sistema avariado (com uma de suas linhas rompidas);
- cargas máximas (coeficientes de segurança) sobre as âncoras;
- comprimento mínimo das linhas para satisfazer as características operacionais das âncoras utilizadas;
- vida em fadiga mínima dos componentes das linhas de amarração.

O procedimento de projeto de um sistema de ancoragem deve, portanto, contemplar o cálculo destas variáveis e a verificação de que os valores calculados satisfazem os critérios de projeto.

Em geral, o que governa o projeto de um sistema de ancoragem é o cálculo das tensões máximas nas linhas de amarração, ou seja, o dimensionamento mecânico das mesmas, que também envolve o cálculo da vida em fadiga. O dimensionamento mecânico está por natureza associado ao cálculo dos esforços nas linhas que, por sua vez, depende da avaliação das solicitações ou do carregamento atuante sobre elas.

Entre estas solicitações, a mais importante, ou seja, a que provoca os maiores esforços nas linhas, é a proveniente dos movimentos e deslocamentos impostos pela

unidade e, portanto, sua avaliação é uma etapa fundamental no projeto do sistema de ancoragem.

Estes deslocamentos e movimentos são provocados pelas forças ambientais provenientes da ação das ondas, ventos e correntezas sobre a unidade, e dependem basicamente da intensidade e direção de incidência da ação ambiental e da rigidez do sistema de ancoragem. Portanto, a fase inicial do projeto de um sistema de ancoragem deve necessariamente contemplar o cálculo das forças ambientais atuantes sobre a unidade flutuante.

2.3 Sistemas Compostos por Linhas de Ancoragem

2.3.1 Componentes do Sistema de Ancoragem

Os componentes que constituem um sistema de ancoragem que emprega linhas de amarração são: as linhas propriamente ditas, âncoras, componentes ou equipamentos de superfície (“hardware de superfície”), bóias e poitas eventualmente instaladas ao longo das linhas e acessório de conexão.

Esses componentes, juntamente com o solo marinho e a unidade flutuante, formam o sistema de ancoragem da unidade.

2.3.2 Princípios de Atuação do Sistema de Ancoragem

As forças ambientais, ou seja, a ação de ondas, ventos e correntezas atuam no sentido de deslocar a unidade sobre o plano do mar, afastando-a de sua locação. O sistema de ancoragem de uma unidade visa restringir estes passeios no plano horizontal, garantindo assim a manutenção do posicionamento da unidade flutuante, de modo que a mesma possa operar com necessária segurança. As linhas de amarração atuam como vínculos físicos que ligam a unidade flutuante ao solo marinho e restringem o movimento da mesma.

Com a necessidade de se restringir deslocamentos em qualquer direção ao redor da unidade, deve-se ter um sistema constituído de várias linhas distribuídas em torno da

unidade, formando o que se chama de sistema de ancoragem por pontos múltiplos ou sistema de ancoragem por linhas espalhadas (“spread mooring system”).

Dadas as características de flexibilidade dos materiais que normalmente formam uma linha de amarração, o trecho que fica suspenso entre o ponto de amarração (ou “fairlead”) e o ponto de toque (ou “touch-down point”) assume a forma de uma curva conhecida como catenária.

No ponto de amarração, ou “fairlead”, está aplicada a força de tração que mantém a configuração da linha de amarração. Esta força pode ser decomposta numa componente horizontal, paralela à superfície do mar, e numa componente vertical, perpendicular à superfície do mar e agindo no sentido de afundar a unidade. A força horizontal que cada linha aplica sobre a unidade é conhecida como força de restauração da linha de amarração.

A chamada pré-tração ou pré-tensão da linha é a força de tração atuante no ponto de amarração quando, na ausência de forças ambientais, o sistema está balanceado, isto é, quando a resultante das forças horizontais aplicadas por cada linha é nula e quando a resultante dos momentos (em torno de um eixo fixo da unidade) também é nula.

Em termos estáticos, a força exercida por cada linha sobre a unidade pode ser calculada através das equações de equilíbrio de uma catenária, como será visto nos itens subsequentes.

Quando, a partir de uma determinada situação de equilíbrio, atua sobre a unidade uma força ambiental paralela ao plano horizontal, a mesma começa a se deslocar provocando alterações nos raios de ancoragem de todas as linhas do sistema. Conseqüentemente, as forças horizontais exercidas pelas linhas sofrem também alterações.

A medida em que a unidade vai se deslocando esta resultante das forças horizontais vai crescendo até que, numa determinada posição da unidade, ela se iguala à força ambiental, anulando seu efeito. Nesta situação, a resultante das forças que atuam sobre a unidade é nula e a mesma permanece em equilíbrio nesta nova posição.

Este é o mecanismo através do qual o sistema de ancoragem atua para restringir o deslocamento da unidade no plano horizontal, provocado pela atuação das forças ambientais. Este deslocamento, medido em relação à locação inicial de projeto, é chamado de "Offset" da unidade.

Portanto, a manutenção de posição por linhas de amarração implica na aceitação de uma certa variação de posição da unidade, dentro de uma região aceitável, geralmente um círculo, em torno da locação de projeto.

Quando a unidade se encontra em equilíbrio sobre a locação, na ausência de forças ambientais, esta força de restauração é nula. A medida em que a unidade se desloca sob o efeito de forças ambientais, afastando-se da locação, a restauração do sistema cresce, qualquer que seja a direção deste deslocamento. De forma genérica chama-se de rigidez do sistema de ancoragem à relação entre a força de restauração e o Offset correspondente. Um sistema será mais ou menos rígido quando, para uma dada força ambiental, for menor ou maior, respectivamente, o Offset necessário para que a força de restauração equilibre a força ambiental.

A rigidez de um sistema de ancoragem é o resultado da contribuição individual da rigidez no plano horizontal de cada linha que o compõe. Portanto, o cálculo da rigidez do sistema de ancoragem está diretamente associado ao cálculo da rigidez da cada linha, o que pode ser feito empregando-se as equações de equilíbrio de uma catenária.

3 MODELO MATEMÁTICO

Neste capítulo é apresentado a formulação geral do modelo matemático que descreve a dinâmica do movimento de um navio amarrado segundo Fucatu e Nishimoto (a extração para sistemas com diversos navios é feita posteriormente). 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.

3.1 Sistema de Coordenadas

Para o estudo dos movimentos do navio, com seis graus de liberdade, adotou-se dois sistemas de coordenadas como ilustra a Figura 3.1.

- 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.

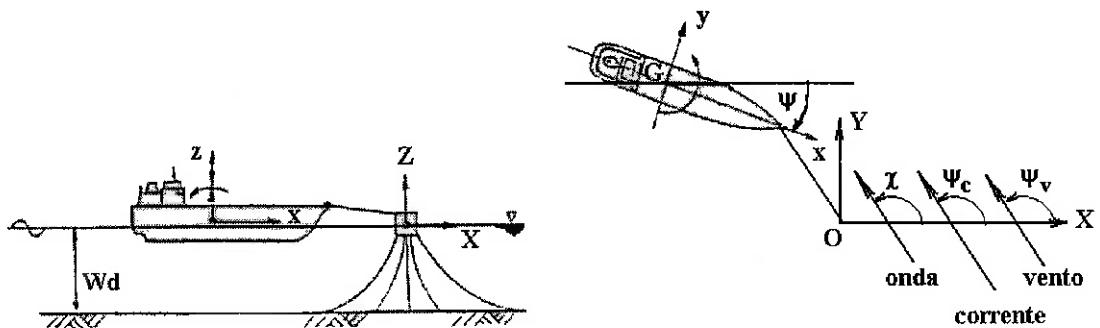


Figura 3.1 - Sistema de coordenadas.

dados:

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

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

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

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

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

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

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:

$$\begin{aligned} X_j &= T x_j \\ \dot{X}_j &= T \dot{x}_j + \dot{T} x_j \quad j = 1, 2, 3 \end{aligned}$$

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

Onde :

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

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

Os ângulos ϕ , θ , ψ das matrizes de transformação T e T_R são os ângulos de Euler, definidos segundo Figura 3.2.

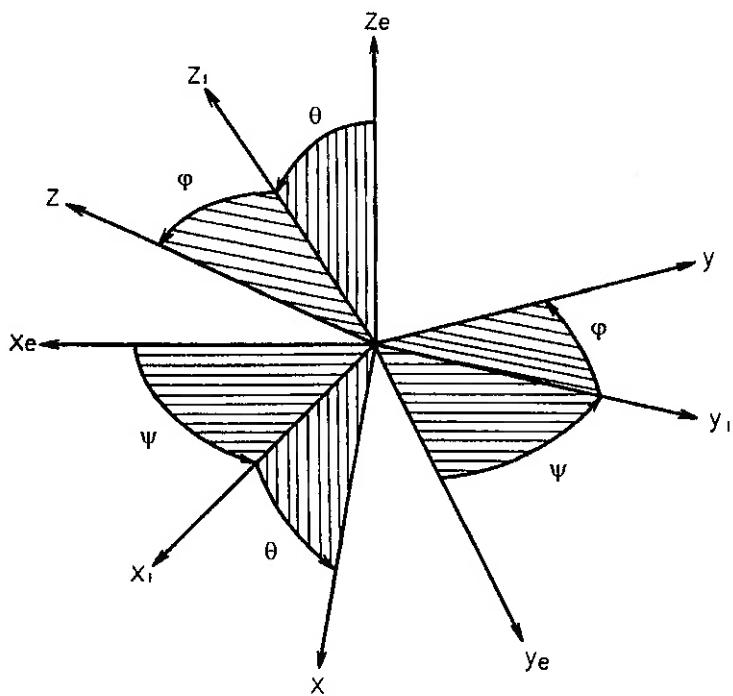


Figura 3.2 - Ângulos de Euler

3.2 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.

$$M \ddot{x} + b \dot{x} + cx = \sum F$$

Reescrevendo a equação de modo a resolvê-la numericamente, temos:

$$M\ddot{x} = F_I + F_v + F_c + F_o + F_{dm} + F_{dl} + F_{am} + F_{res} + F_{pot} + F_{WD} + F_{AC} + F_{DC} \quad (3.1)$$

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_{WD} – força de wave drift damping

F_{am} – força devido à amarração

F_{AC} – força de amortecimento nas linhas

F_{DC} – força de arraste nas linhas

F_{res} – força de restauração hidrostática

F_{pot} – força de amortecimento potencial

Equações do tipo $\frac{d^2x}{dt^2} = G(t, x, \dot{x})$ como a (3.1) podem ser resolvidas integrando-

se numericamente, pelo método de Runge-Kutta de quarta ordem, por exemplo. Dessa maneira, as forças atuantes no navio num determinado instante determinam a posição, velocidade e aceleração no próximo instante. Para tanto, são utilizadas as seguintes 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:

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

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

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

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

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

Para viabilizar esse método, na implementação dos cálculos as forças atuantes no sistema foram divididas em dois grandes grupos: as forças que dependem da posição ou velocidade do navio no instante considerado e as demais. Assim, para o primeiro grupo de forças é necessário fazer o cálculo 4 vezes para cada intervalo de tempo considerado, visando o cálculo de m_0 , m_1 , m_2 e m_3 . As forças pertencentes ao segundo grupo podem ser calculadas apenas uma vez e consideradas constantes no intervalo de tempo considerado.

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

3.3 Força Inercial Adicional

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

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{\text{ext}} &= m \frac{d \dot{\mathbf{x}}}{dt} = m \frac{d}{dt} (\dot{x} \vec{i} + \dot{y} \vec{j} + \dot{z} \vec{k}) \\ &= m \left(\frac{d \dot{x}}{dt} \vec{i} + \dot{x} \frac{d \vec{i}}{dt} + \frac{d \dot{y}}{dt} \vec{j} + \dot{y} \frac{d \vec{j}}{dt} + \frac{d \dot{z}}{dt} \vec{k} + \dot{z} \frac{d \vec{k}}{dt} \right) \quad (3.2)\end{aligned}$$

para pequenas rotações tem se que:

$$\begin{aligned}\frac{d\vec{i}}{dt} &= \frac{d\psi}{dt}\vec{j} - \frac{d\theta}{dt}\vec{k} \\ \frac{d\vec{j}}{dt} &= -\frac{d\psi}{dt}\vec{i} + \frac{d\phi}{dt}\vec{k} \\ \frac{d\vec{k}}{dt} &= \frac{d\theta}{dt}\vec{i} - \frac{d\phi}{dt}\vec{j}\end{aligned}\quad (3.3)$$

assim, a equação (3.2) fica:

$$\mathbf{F}_{ext} = m(\ddot{x}\vec{i} + \dot{x}(\dot{\psi}\vec{j} - \dot{\theta}\vec{k}) + \ddot{y}\vec{j} + \dot{y}(-\dot{\psi}\vec{i} + \dot{\phi}\vec{k}) + \ddot{z}\vec{k} + \dot{z}(\dot{\theta}\vec{i} - \dot{\phi}\vec{j})) \quad (3.4)$$

re-arranjando:

$$\mathbf{F}_{ext} = m[(\ddot{x} - \dot{y}\dot{\psi} + \dot{z}\dot{\theta})\vec{i} + (\ddot{y} + \dot{x}\dot{\psi} - \dot{z}\dot{\phi})\vec{j} + (\ddot{z} - \dot{x}\dot{\theta} + \dot{y}\dot{\phi})\vec{k}] \quad (3.5)$$

ou ainda, pela notação indexada:

$$\mathbf{F}_{ext} = m[(\ddot{x}_1 - \dot{x}_2\dot{x}_6 + \dot{x}_3\dot{x}_5)\vec{i} + (\ddot{x}_2 + \dot{x}_1\dot{x}_6 - \dot{x}_3\dot{x}_4)\vec{j} + (\ddot{x}_3 - \dot{x}_1\dot{x}_5 + \dot{x}_2\dot{x}_4)\vec{k}] \quad (3.6)$$

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:

$$\mathbf{M}_{ext} = \frac{d}{dt} \begin{bmatrix} I_x & -I_{xy} & -I_{xz} \\ -I_{yx} & I_y & -I_{yz} \\ -I_{zx} & -I_{zy} & I_z \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\phi} \\ \dot{\theta} \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} \quad (3.7)$$

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.

$$\mathbf{M}_{ext} = \frac{d}{dt} \begin{bmatrix} I_x & 0 & 0 \\ 0 & I_y & 0 \\ 0 & 0 & I_z \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\phi} \\ \dot{\theta} \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} \quad (3.8)$$

ou:

$$\mathbf{M}_{\text{ext}} = \frac{d}{dt} (I_x \dot{\phi} \vec{i} + I_y \dot{\theta} \vec{j} + I_z \dot{\psi} \vec{k}) \quad (3.9)$$

$$\mathbf{M}_{\text{ext}} = \frac{d(I_x \dot{\phi})}{dt} \vec{i} + I_x \dot{\phi} \frac{d \vec{i}}{dt} + \frac{d(I_y \dot{\theta})}{dt} \vec{j} + I_y \dot{\theta} \frac{d \vec{j}}{dt} + \frac{d(I_z \dot{\psi})}{dt} \vec{k} + I_z \dot{\psi} \frac{d \vec{k}}{dt} \quad (3.10)$$

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

$$\mathbf{M}_{\text{ext}} = I_x \ddot{\phi} \vec{i} + I_x \dot{\phi} (\dot{\psi} \vec{j} + \dot{\theta} \vec{k}) + I_y \ddot{\theta} \vec{j} + I_y \dot{\theta} (\dot{\phi} \vec{k} + \dot{\psi} \vec{i}) + I_z \ddot{\psi} \vec{k} + I_z \dot{\psi} (\dot{\theta} \vec{i} + \dot{\phi} \vec{j}) \quad (3.11)$$

re-arranjando:

$$\mathbf{M}_{\text{ext}} = [I_x \ddot{\phi} + \dot{\theta} \dot{\psi} (I_z - I_y)] \vec{i} + [I_y \ddot{\theta} + \dot{\psi} \dot{\phi} (I_x - I_z)] \vec{j} + [I_z \ddot{\psi} + \dot{\phi} \dot{\theta} (I_y - I_x)] \vec{k} \quad (3.12)$$

ou ainda, pela notação indexada:

$$\mathbf{M}_{\text{ext}} = [I_x \ddot{x}_4 + \dot{x}_5 \dot{x}_6 (I_z - I_y)] \vec{i} + [I_y \ddot{x}_5 + \dot{x}_6 \dot{x}_4 (I_x - I_z)] \vec{j} + [I_z \ddot{x}_6 + \dot{x}_4 \dot{x}_5 (I_y - I_x)] \vec{k} \quad (3.13)$$

Assim, considerando apenas os termos inércia cruzada de maior influência de (3.6) e (3.12), vem:

$$\begin{aligned} F_I(1) &= m \dot{x}_2 \dot{x}_6 \\ F_I(2) &= -m \dot{x}_1 \dot{x}_6 \\ F_I(3) &= 0.0 \\ F_I(4) &= 0.0 \\ F_I(5) &= 0.0 \\ F_I(6) &= 0.0 \end{aligned} \quad (3.14)$$

3.4 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:

$$\begin{aligned}
 F_{1H} &= -a_{11}\ddot{x}_1 + a_{22}\dot{x}_2\dot{x}_6 + a_{26}\dot{x}_6^2 \\
 F_{2H} &= -a_{22}\ddot{x}_2 - a_{11}\dot{x}_1\dot{x}_6 - a_{26}\ddot{x}_6 \\
 F_{3H} &= -a_{33}\ddot{x}_3 - a_{35}\ddot{x}_5 \\
 F_{4H} &= -a_{44}\ddot{x}_4 \\
 F_{5H} &= -a_{55}\ddot{x}_5 - a_{53}\ddot{x}_3 \\
 F_{6H} &= -a_{66}\ddot{x}_6 - (a_{22} - a_{11})\dot{x}_1\dot{x}_2 - a_{62}(\ddot{x}_2 + \dot{x}_1\dot{x}_6)
 \end{aligned} \tag{3.15}$$

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:

$$V_{cr} = \sqrt{u_r^2 + v_r^2} \tag{3.16}$$

onde as componentes são dadas por:

$$\begin{aligned}
 u_r &= \dot{x}_1 - V_C \cos(\psi_C - x_6) \\
 v_r &= \dot{x}_2 - V_C \sin(\psi_C - x_6)
 \end{aligned} \tag{3.17}$$

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 Figura 3.1.

derivando (3.16), tem se as componentes da aceleração relativa:

$$\begin{aligned}\dot{u}_r &= \ddot{x}_1 - V_C \dot{x}_6 \sin(\psi_c - x_6) \\ \dot{v}_r &= \ddot{x}_2 + V_C \dot{x}_6 \cos(\psi_c - x_6)\end{aligned}\quad (3.18)$$

Substituindo u_r, v_r, \dot{u}_r e \dot{v}_r das equações (3.16) e (3.17) no lugar de x_1, x_2, \dot{x}_1 e \dot{x}_2 das equações (3.14) vem:

$$\begin{aligned}F_{1H} &= -a_{11}\ddot{x}_1 - (a_{22} - a_{11})V_C \sin(\psi_c - x_6)\dot{x}_6 + a_{22}\dot{x}_2\dot{x}_6 + a_{26}\dot{x}_6^2 \\ F_{2H} &= -a_{22}\ddot{x}_2 - a_{26}\ddot{x}_6 - (a_{22} - a_{11})V_C \cos(\psi_c - x_6)\dot{x}_6 - a_{11}\dot{x}_1\dot{x}_6 \\ F_{6H} &= -a_{66}\ddot{x}_6 - a_{62}\ddot{x}_2 - (a_{22} - a_{11})u_r v_r - a_{62}\dot{x}_1\dot{x}_6\end{aligned}\quad (3.19)$$

As forças inerciais hidrodinâmicas de (3.19) são incluídas na equação de movimento (3.1), através da modificação da matriz de massa e do vetor de forças inerciais, apresentado em (3.13).

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

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

$$\begin{aligned}F_I(1) &= (m + a_{22})\dot{x}_2\dot{x}_6 + (a_{11} - a_{22})V_c \sin(\psi_c - x_6)\dot{x}_6 \\ F_I(2) &= -(m + a_{11})\dot{x}_1\dot{x}_6 + (a_{11} - a_{22})V_c \cos(\psi_c - x_6)\dot{x}_6 \\ F_I(3) &= 0.0 \\ F_I(4) &= 0.0 \\ F_I(5) &= 0.0 \\ F_I(6) &= -a_{62}\dot{x}_1\dot{x}_6\end{aligned}\quad (3.20)$$

O termo $-(a_{22} - a_{11}) u_r v_r$, presente na componente de rotação em yaw (3.18) 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 Figura 3.3. 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.

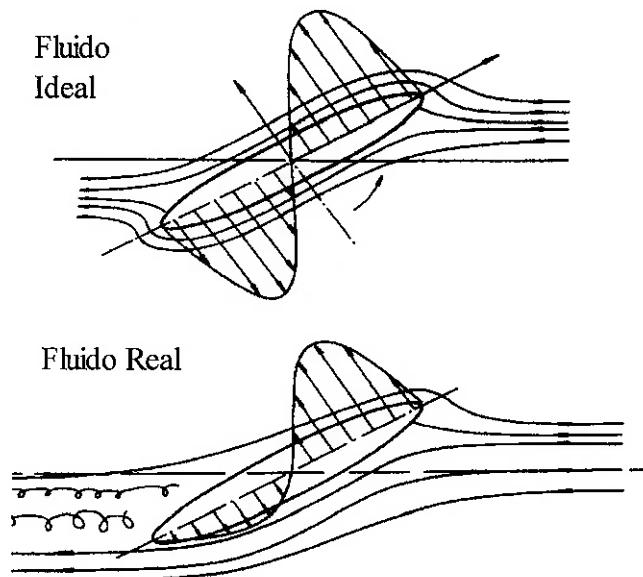


Figura 3.3 - Efeito da viscosidade no momento de Munk

3.5 Vento

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:

$$\begin{aligned}
 F_v(1) &= \frac{1}{2} \rho_a C_{v_x} (\psi_{vr}) \{ A_t + (H - T)B \} V_{vr}^2 \\
 F_v(2) &= \frac{1}{2} \rho_a C_{v_y} (\psi_{vr}) \{ A_l + (H - T)L \} V_{vr}^2 \\
 F_v(3) &= 0.0 \\
 F_v(4) &= -F_v(2) z_v \\
 F_v(5) &= 0.0 \\
 F_v(6) &= \frac{1}{2} \rho_a C_{v_z} (\psi_{vr}) \{ A_l + (H - T)L \} L V_{vr}^2 - F_v(2) x_v
 \end{aligned} \tag{3.21}$$

onde :

A_l - área longitudinal da superestrutura

A_t - área transversal da superestrutura

B - boca

$C_{v_x}, C_{v_y}, C_{v_z}$ - 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 $C_{v_x}, C_{v_y}, C_{v_z}$ 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:

$$V_{vr} = \sqrt{u_{vr}^2 + v_{vr}^2} \tag{3.22}$$

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

$$\begin{aligned} u_{vr} &= \dot{x}_1 - V_v \cos(\psi_v - x_6) \\ v_{vr} &= \dot{x}_2 - V_v \sin(\psi_v - x_6) \end{aligned} \quad (3.23)$$

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

$$\psi_{vr} = \arctan\left(\frac{-v_{vr}}{-u_{vr}}\right) \quad (3.24)$$

3.6 Ondas

As ondas do mar podem ser vistas como uma composição de inúmeras ondas harmônicas de amplitudes, freqüências 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:

$$E = \frac{\rho g}{8} H^2 \quad (3.25)$$

onde: ρ - Densidade da água do mar (1025 kg/m^3)

g - aceleração da gravidade (9.81 m/s^2)

H - altura da onda

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

$$E = \frac{\rho g}{8} \sum_i^n H_i^2 \quad (3.26)$$

Porém, a contribuição individual de cada freqüência não se dá de uma forma uniforme, há o que se chama Espectro de Energia do Mar, ou simplesmente, Espectro da Onda (Figura 3.4). O espectro de onda mostra a distribuição de energia para cada uma das freqüências, componentes do mar. É representado pela curva Energia² x freqüência 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:

$$\frac{S(\omega)}{H_s^2 T} = \frac{0.11}{2\pi} \left(\frac{\omega T}{2\pi} \right)^{-5} \exp \left[-0.44 \left(\frac{\omega T}{2\pi} \right)^{-4} \right] \quad (3.27)$$

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

ω - freqüência circular da onda

H_s - altura significativa

T - Período médio

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

$$S(\omega) = \alpha g^2 \omega^{-5} e^{-1.25 \left(\frac{\omega}{\omega_p} \right)^{-4}} \gamma \exp \left[- \left(\frac{\omega - \omega_p}{2\sigma^2} \right)^2 \right] \quad (3.28)$$

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

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

onde: - α , γ , σ_a , σ_b são parâmetros de forma do espectro

ω_p - freqüência 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:

$$H_s^2 = 16 \alpha g^2 \int_0^\infty \omega^{-5} e^{-1.25\left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)^{-4}} \gamma \exp\left[-\left(\frac{\omega - \omega_p}{2\sigma^2}\right)^2\right] d\omega \quad (3.29)$$

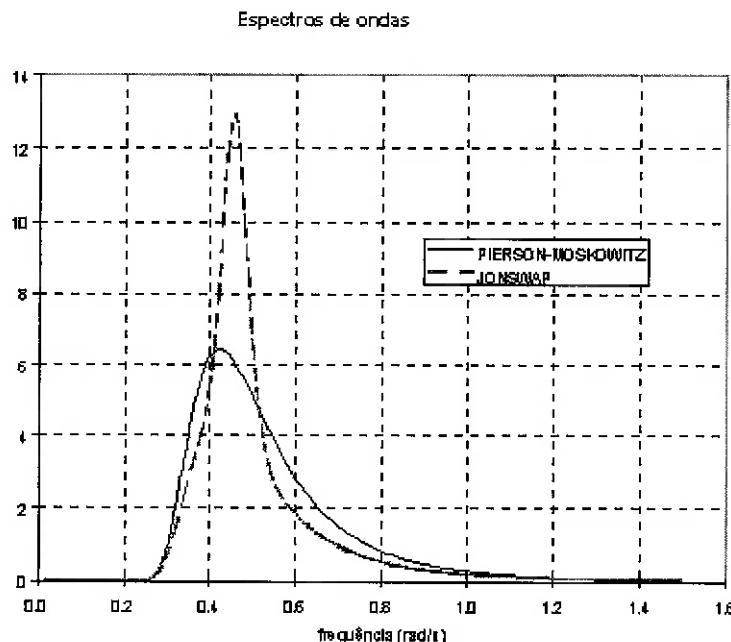


Figura 3.4 - Espectros de onda para $H_s=5.5\text{m}$ e $T=11.5\text{s}$.

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

- A componente de alta freqüência, na faixa de freqüência das ondas, chamada de Força de Onda de Primeira Ordem (parcela dinâmica), são linearmente proporcionais a altura das ondas.

- Componente constante, ou Força de Deriva Média (parcela estática), causada pelas ondas refletida e transmitida.
- Componente de baixa freqüência, ou Força de Deriva Lenta (parcela quase-estática), de intensidade menor que as duas primeiras. As freqüências das Forças de Deriva Lenta estão associadas às freqüências dos grupos de ondas, encontradas em mar irregular.

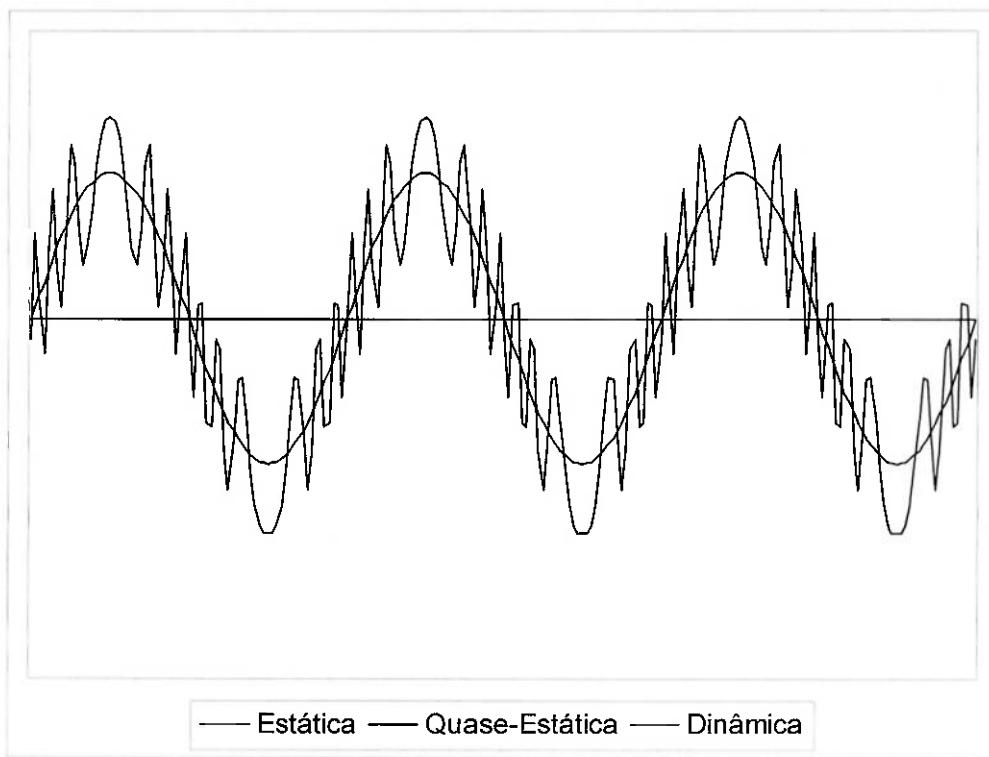


Figura 3.5 – Componentes dos esforços devidos às ondas do mar

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 mencionados.

3.6.1 Componente de Primeira Ordem (F_o)

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 freqüência. A hipótese é baseada na independência dos movimentos de alta e baixa freqüência.

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 freqüência, 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:

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

Os espectros de força e momento podem ser calculados por:

$$S_{Fj}(\chi, \omega) = S(\omega)(F_{zj}(\chi, \omega))^2$$

As forças e momentos de primeira ordem, em função do tempo, são calculados via transformação inversa de Fourier como segue:

$$F_{Oj}(\chi, t) = \sum_{i=1}^n \sqrt{2 S_{Fj}(\chi, \omega_i) d\omega} \cos(\omega_i t + \phi_i) \quad (3.30)$$

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

ω é a freqüência 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:

$$\zeta_j(\chi, t) = \sum_{i=1}^n \sqrt{2 S(\omega) RAO_j(\chi, \omega_i)^2 d\omega} \cos(\omega_i t + \phi_i) \quad (3.31)$$

3.6.2 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 freqüências 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.

$$F_{dm_i}(\chi) = 2 \int_0^{\infty} S(\omega) x_{dm_i}(\chi, \omega) d\omega \quad (3.32)$$

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 ;

3.6.3 Deriva Lenta

A interação quadrática entre duas ondas harmônicas de freqüências quaisquer, ω_i e ω_j , tem como resultado o aparecimento da Força de Deriva Lenta, que tem uma natureza oscilatória com freqüência igual à “freqüência 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 freqüência típica da onda

Em seu trabalho, Aranha & Fernandes (1994), mostram que para as freqüências 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 :

$$S_{x_i}(\chi, \mu) = 8 \int_0^{\infty} S(\omega) S(\omega + \mu) \left[x_{dm_i} \left(\chi, \omega + \frac{\mu}{2} \right) \right]^2 d\omega \quad (3.33)$$

Pode ser simplificada para :

$$S_{x_i}(\chi, \mu) = 8 \int_0^{\infty} S^2(\omega) x_{dm_i}^2(\chi, \omega) d\omega \quad (3.34)$$

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

$$F_{dl_i}(\chi, t) = \sum_{i=1}^n \sqrt{2S_{x_i}(\chi, \mu)} d\mu \cos(\mu t + \phi_i) \quad (3.35)$$

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

3.7 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 freqüência de encontro da onda (efeito Doppler). A Figura 3.6 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 freqüência 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).

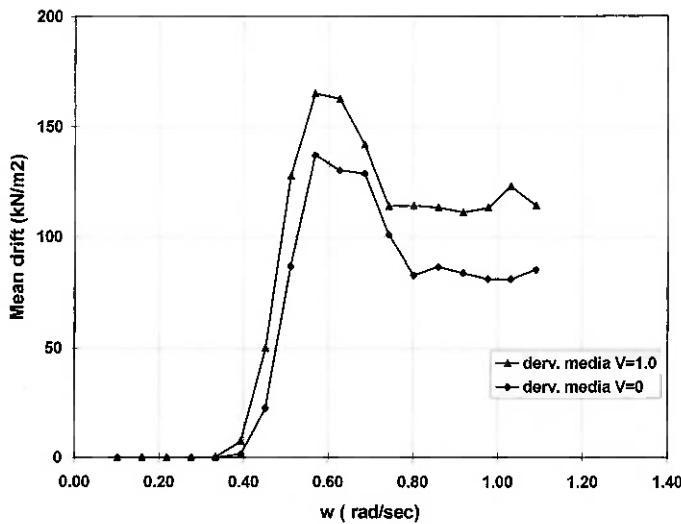


Figura 3.6 - Função quadrática de transferência da força de deriva média, em função da presença de corrente, para um navio de 200kDWT 100% carregado

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

$$\mathbf{B}_H^{(wd)}(\omega) = \frac{1}{c} \left[\mathbf{I}_{(3,3)} | \mathbf{I}_{(3,3)} \right]_{(3,6)} \times \begin{bmatrix} \cos \alpha_0 \mathbf{b}_w & \sin \alpha_0 \mathbf{b}_w & \mathbf{0} \\ \sin \alpha_0 \mathbf{b}_r & \cos \alpha_0 \mathbf{b}_r & \mathbf{0} \end{bmatrix}_{(6,3)} \quad (3.36)$$

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:

$$\mathbf{D}_0(\omega, \alpha_0) = D_{x0}(\omega, \alpha_0) \vec{i} + D_{y0}(\omega, \alpha_0) \vec{j} + D_{z0}(\omega, \alpha_0) \vec{k}$$

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

$$\mathbf{B}^{(wd)}(\alpha_0) = 2 \int_0^{\infty} S(\omega) \cdot \mathbf{B}_H^{(wd)}(\omega, \alpha_0) d\omega \quad (3.37)$$

Finalmente, a força de wave drift damping na presença de corrente de velocidade, V_C , é dada por:

$$\mathbf{F}_{wd} = \mathbf{B}^{(wd)}(\alpha_0) \begin{bmatrix} u_r \\ v_r \\ \dot{x}_6 \end{bmatrix}$$

onde: $u_r = \dot{x}_1 - V_C \cos(\psi_{cr})$

$$v_r = \dot{x}_2 - V_C \sin(\psi_{cr})$$

assim,

$$V_C \cdot \mathbf{B}^{(wd)}(\alpha_0) \begin{bmatrix} \cos \psi_{cr} \\ \sin \psi_{cr} \\ 0 \end{bmatrix} - \mathbf{B}^{(wd)}(\alpha_0) \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_6 \end{bmatrix} \quad (3.38)$$

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.

3.8 Restauração Hidrostática (\mathbf{F}_{res})

A força de restauração hidrostática ocorre somente nos movimentos 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).

$$\begin{aligned}
 F_{\text{res}}(1) &= 0.0 \\
 F_{\text{res}}(2) &= 0.0 \\
 F_{\text{res}}(3) &= c_{33}x_3 + c_{35}x_5 \\
 F_{\text{res}}(4) &= c_{44}x_4 \\
 F_{\text{res}}(5) &= c_{55}x_5 + c_{53}x_3 \\
 F_{\text{res}}(6) &= 0.0
 \end{aligned} \tag{3.39}$$

3.9 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 :

$$\begin{aligned}
 F_{\text{pot}}(1) &= -b_{11}\dot{x}_1 \\
 F_{\text{pot}}(2) &= -b_{22}\dot{x}_2 - b_{26}\dot{x}_6 \\
 F_{\text{pot}}(3) &= -b_{33}\dot{x}_3 - b_{35}\dot{x}_5 \\
 F_{\text{pot}}(4) &= -b_{44}\dot{x}_{44} \\
 F_{\text{pot}}(5) &= -b_{55}\dot{x}_5 - b_{53}\dot{x}_3 \\
 F_{\text{pot}}(6) &= -b_{66}\dot{x}_6 - b_{62}\dot{x}_2
 \end{aligned} \tag{3.40}$$

No caso de navios, os coeficientes b_{11} , b_{22} , b_{66} e b_{26} são muito pequenos, para os movimentos lentos de baixa freqüência, 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.

3.10 Linhas de amarração

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.

3.10.1 Análise Estática de uma Linha de Amarração

Chama-se de Catenária à curva assumida por um corpo flexível qualquer (fio, cabo, corrente, tubo, etc.) quando suspenso entre dois pontos e submetido exclusivamente a ação de seu peso próprio. Nestas condições, o único esforço atuante ao longo do corpo é uma força de tração tangente à curva assumida pelo mesmo.

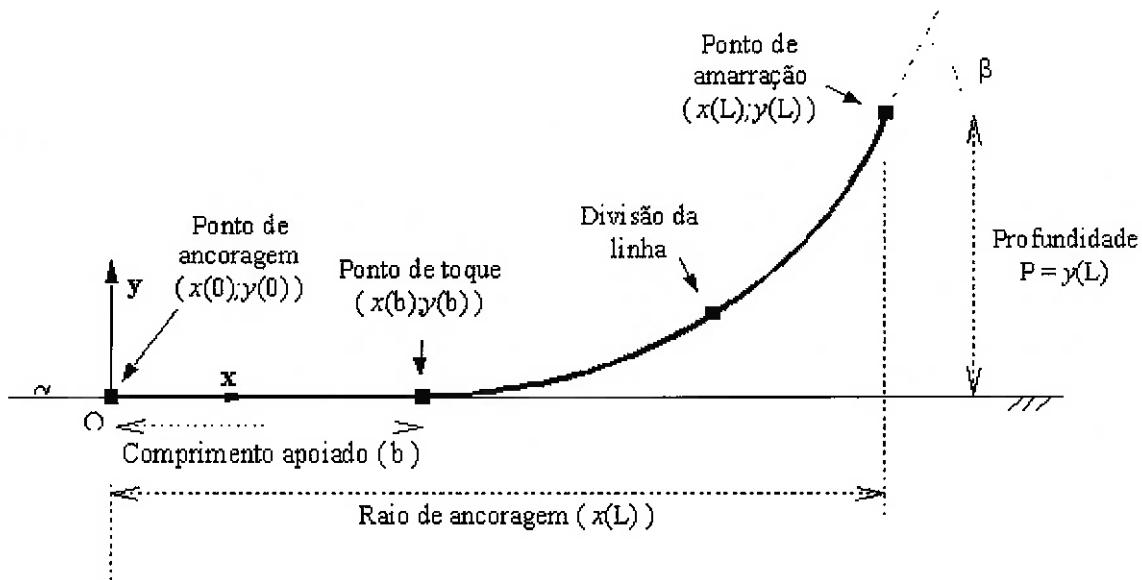
Dependendo do tipo de âncora utilizada as características das configurações serão bem distintas, podendo ser classificadas em dois tipos: se a âncora for de arraste as linhas devem ser instaladas com uma configuração chamada de catenária frouxa e diz-se que as mesmas operam no modo horizontal; se a ancoragem for feita através de âncoras que suportam carga vertical, as linhas podem assumir a configuração de uma catenária esticada e, neste caso, diz-se que elas operam no modo vertical, ou "taut".

O problema estático de uma linha de amarração pode ser tratado como a determinação de sua configuração de equilíbrio e da tração resultante ao longo de seu comprimento, com o uso das equações de equilíbrio estático de uma catenária. É conveniente, inicialmente, definir as variáveis presentes na análise estática da linha. Ilustrado na Figura 3.7 , onde:

- ponto de amarração é a extremidade superior da linha;
- ponto de ancoragem é a extremidade inferior da linha;
- ponto de toque é o ponto da linha que tangência o solo marinho, ou seja, primeiro contato da linha com o fundo;
- raio de ancoragem é a distância horizontal entre os ponto de amarração e ancoragem;
- α é o ângulo de inclinação do solo no ponto de amarração;
- β é o ângulo entre a linha e a horizontal no ponto de amarração;
- γ é o ângulo entre a linha e a horizontal no ponto de toque ($\gamma = 0$ para linhas convencionais);
- L é o comprimento indeformado da linha;
- P é a profundidade local;
- b é o comprimento de linha apoiado no solo marinho;

- Oxy é o sistema de eixos coordenados utilizado, com origem no ponto de ancoragem.

CONFIGURAÇÃO CONVENCIONAL



CONFIGURAÇÃO "TAUT-LEG"

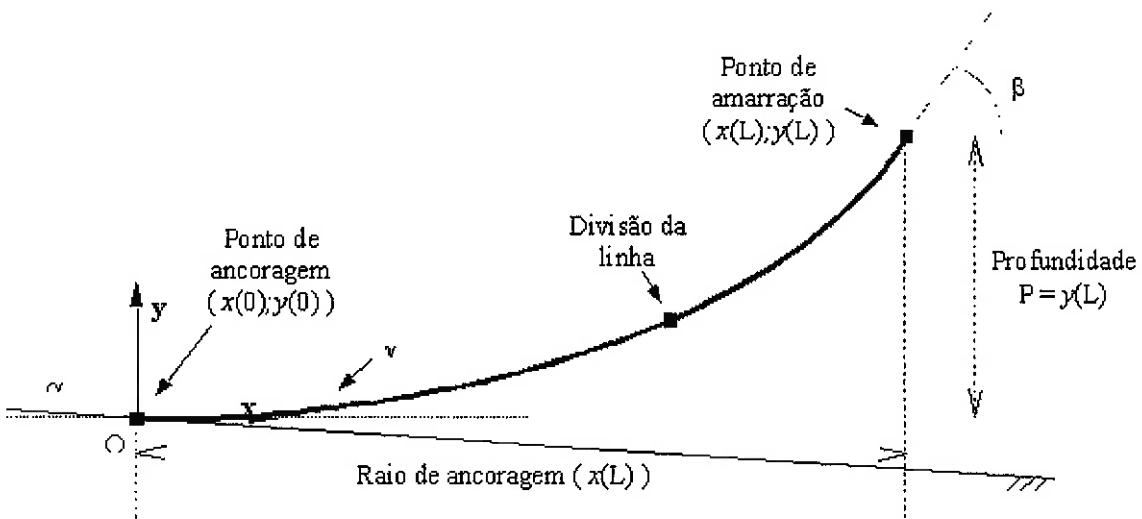


Figura 3.7 – Variáveis envolvidas na análise estática de uma linha

3.10.1.1 Solução Analítica Exata da Catenária para uma Linha Homogênea.

Nesta seção apresenta-se o equacionamento para se obter o equilíbrio de uma linha homogênea. Como mencionado anteriormente, não serão considerados os esforços devido à incidência de corrente sobre as linhas. Na próxima seção o procedimento é generalizado, determinando um roteiro de cálculo para se obter a curva de equilíbrio de uma linha de composição arbitrária contendo, ou não, bóias e/ou pesos concentrados.

Seja \bar{s} a coordenada curvilínea medida sobre a linha a partir de sua extremidade inferior. Sejam $x(\bar{s}, t)$ e $y(\bar{s}, t)$ as coordenadas de um ponto da linha, medidas a partir de um sistema de coordenadas cartesianas com origem na extremidade inferior e eixos Ox horizontal e Oy vertical. Seja $\theta(\bar{s}, t)$ o ângulo entre a linha e a horizontal.

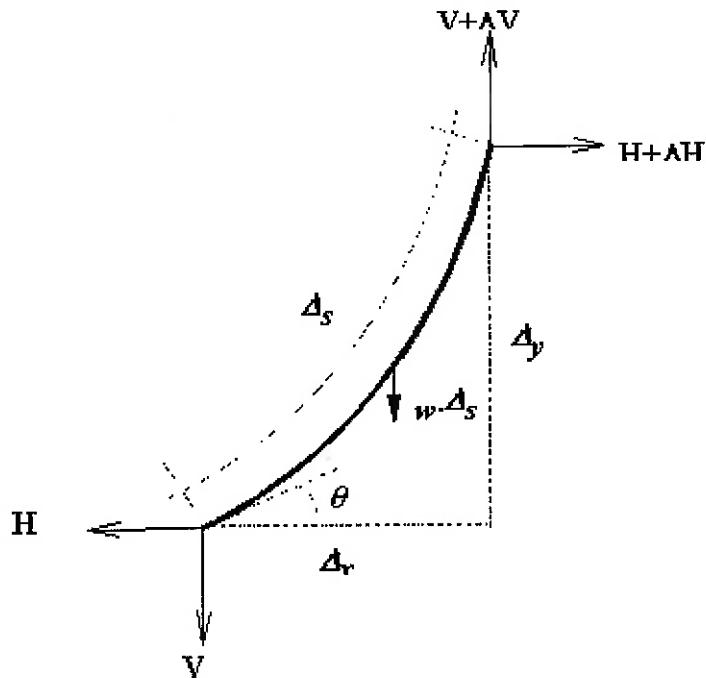


Figura 3.8 - Esforços atuantes em um trecho homogêneo da linha

A Figura 3.8 acima permite estabelecer as seguintes relações geométricas:

$$\frac{dx}{d\bar{s}} = \cos \theta \quad (3.41)$$

e

$$\frac{dy}{ds} = \operatorname{sen} \theta \quad (3.42)$$

Se s for a coordenada curvilínea medida ao longo da linha, antes da deformação, ela pode ser relacionada com a coordenada \bar{s} pela expressão:

$$\frac{d\bar{s}}{ds} = 1 + \varepsilon \quad (3.43)$$

onde ε é a elongação axial da linha.

Considerando que as deformações são pequenas, o material trabalha no regime elástico e é válida a lei de Hooke:

$$\varepsilon = \frac{T}{E \cdot A} \quad (3.44)$$

onde:

- E é o módulo de Young;
- A é a área da seção transversal, e;
- T é a força de tração.

A força de tração T pode ser expressa em função de suas componentes H e V nas direções horizontal e vertical, respectivamente.

$$T = H \cos \theta + V \operatorname{sen} \theta \quad (3.45)$$

Para que o trecho de linha esquematizado na Figura 3.8 esteja em equilíbrio é necessário que as resultantes das forças e momentos aplicados sejam nulas, ou seja:

$$V \frac{dx}{ds} - H \frac{dy}{ds} = 0 \quad (3.46)$$

$$\frac{dH}{ds} = 0 \quad (3.47)$$

$$\frac{dV}{ds} = \bar{w} \quad (3.48)$$

$$\frac{dV}{ds} = \bar{w} \quad (3.48)$$

Estas equações, combinadas entre si, fornecem:

$$\frac{d}{ds}(T \cos \theta) = 0 \quad (3.49)$$

$$\frac{d}{ds}(T \sin \theta) = \bar{w} \quad (3.50)$$

onde \bar{w} é o peso submerso por unidade de comprimento, após a deformação; \bar{w} pode ser relacionado com o peso por unidade de comprimento antes da deformação w considerando-se que o peso total é o mesmo antes e após a deformação. Assim pode-se escrever:

$$w = \bar{w}(1 + \varepsilon) \quad (3.51)$$

Utilizando-se as equações (3.49), (3.50) e (3.51), e as relações geométricas (3.41), (3.42) e (3.43), o sistema de equações pode ser resrito em termos da coordenada curvilínea s .

$$\frac{d}{ds}(T \cos \theta) = 0 \quad (3.52)$$

$$\frac{d}{ds}(T \sin \theta) = w \quad (3.53)$$

$$\frac{dx}{ds} = (1 + \varepsilon) \cos \theta \quad (3.54)$$

$$\frac{dy}{ds} = (1 + \varepsilon) \sin \theta \quad (3.55)$$

Esse sistema de equações, que pode ser integrado analiticamente, permite o cálculo da configuração estática de uma linha homogênea ou de um trecho desta linha. Obtém-se assim:

$$T \cos \theta = H = \text{constante} \quad (3.56)$$

$$T \sin \theta = ws + V_0 \quad (3.57)$$

ou seja, a componente horizontal da força de tração é constante ao longo de todo o comprimento, enquanto a componente vertical é linear com uma parcela constante V_0 , que é a componente vertical da força de tração na extremidade $s = 0$.

A partir de (3.56) e (3.57) obtém-se:

$$T = \sqrt{H^2 + (ws + V_0)^2} \quad (3.58)$$

Substituindo os resultados (3.44), (3.56), (3.57) e (3.58) em (3.54) e (3.55) obtém-se:

$$\frac{dx}{ds} = \frac{H}{EA} + \frac{H}{\sqrt{H^2 + (ws + V_0)^2}} \quad (3.59)$$

e

$$\frac{dy}{ds} = \frac{ws + V_0}{EA} + \frac{ws + V_0}{\sqrt{H^2 + (ws + V_0)^2}} \quad (3.60)$$

As equações (3.59) e (3.60) podem ser integradas algebricamente. Adotando-se as condições de contorno $x(0) = 0$ e $y(0) = 0$, obtém-se:

$$x(s) = \frac{H}{EA} s + \frac{H}{w} \left[\operatorname{asenh} \left(\frac{ws + V_0}{H} \right) - \operatorname{asenh} \left(\frac{V_0}{H} \right) \right] \quad (3.61)$$

e

$$y(s) = \frac{s}{EA} \left(\frac{w}{2} s + V_0 \right) + \frac{1}{w} \left(\sqrt{H^2 + (ws + V_0)^2} - \sqrt{H^2 + V_0^2} \right) \quad (3.62)$$

Lembrando que:

$$\operatorname{asenh}(x) = \ln \left(x + \sqrt{x^2 + 1} \right) \quad (3.63)$$

a equação (3.64) pode ser escrita como:

$$x(s) = H \cdot \left[\frac{s}{EA} + \frac{1}{w} \cdot \ln \left(\frac{(ws + V_0) + \sqrt{H^2 + (ws + V_0)^2}}{\sqrt{H^2 + V_0^2} + V_0} \right) \right] \quad (3.64)$$

As equações (3.62) e (3.64) definem a geometria da linha, ponto a ponto. Estas equações podem ser utilizadas para se determinar o raio de ancoragem das linhas, fixadas as trações nas extremidades.

Utilizando as variáveis T_0 e T_f para representar as trações no ponto de ancoragem e no ponto de amarração, respectivamente, ou seja:

$$T_0 = \sqrt{H^2 + V_0^2} \quad (3.65)$$

e,

$$T_f = \sqrt{H^2 + (ws + V_0)^2} \quad (3.66)$$

as equações (3.62) e (3.64) podem ser escritas como:

$$x(s = L) = H \cdot \left[\frac{L}{EA} + \frac{1}{w} \cdot \ln \left(\frac{(wL + V_0) + T_f}{T_0 + V_0} \right) \right] \quad (3.67)$$

$$y(s = L) = \frac{1}{2 \cdot EA \cdot w} \cdot (T_f^2 - T_0^2) + \frac{T_f - T_0}{w} \quad (3.68)$$

As equações (3.67) e (3.68) definem o equilíbrio estático de uma linha elástica homogênea em catenária (todo seu comprimento suspenso). Observar que nestas equações os esforços T_0 e T_f podem ser expressos em função dos esforços H e V_0 . Assim, conhecendo-se as coordenadas do topo da linha $(x(L), y(L))$, as expressões (3.67) e (3.68) permitem calcular os esforços horizontal e vertical no ponto de amarração da linha, utilizando-se um processo iterativo, que é descrito na seção 3.10.1.3.1.

3.10.1.2 Equações Analíticas para os Segmentos Apoiados.

Os segmentos apoiados não obedecem às equações de catenária descritas acima. Para os trechos como os da Figura 3.9 abaixo devem ser deduzidas outras expressões

que relacionem a posição de seus extremos com os esforços atuantes. Estes esforços são o peso próprio (decomposto em suas componentes paralela e normal ao solo) e a força de atrito.

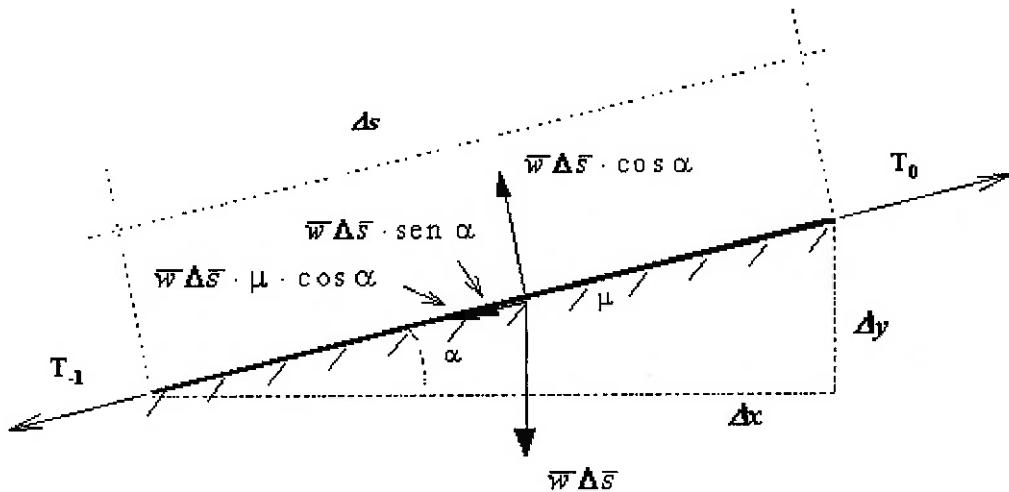


Figura 3.9 - Esforços atuantes em um trecho apoiado da linha

onde:

- T_0 é a tração na extremidade mais próxima do topo da linha;
- μ é o coeficiente de atrito estático entre a linha e o solo onde este se apóia.

O equilíbrio do trecho de comprimento Δs na direção paralela ao solo (e à linha) é dado por:

$$T_{-1} = T_0 - w \cdot \Delta s \cdot (\operatorname{sen} \alpha + \mu \cdot \cos \alpha) \quad (3.69)$$

Aplicando a expressão (3.44) neste trecho têm-se:

$$\varepsilon = \frac{T_0 + T_{-1}}{2EA} \quad (3.70)$$

uma vez que pode-se assumir que o trecho está sujeito ao esforço médio ao longo do seu comprimento.

As posições $x(s)$ e $y(s)$ podem ser obtidas então pelas expressões (3.71) e (3.72) abaixo:

$$x(s) = \left(s + \frac{2T_0 - ws(\operatorname{sen}\alpha + \mu\cos\alpha)}{2EA} \right) \cdot \cos\alpha \quad (3.71)$$

$$y(s) = \left(s + \frac{2T_0 - ws(\operatorname{sen}\alpha + \mu\cos\alpha)}{2EA} \right) \cdot \operatorname{sen}\alpha \quad (3.72)$$

Nos casos em que as parcelas de peso próprio paralelo ao solo anula a tração T_0 antes da extremidade, considera-se a deformação elástica somente no trecho tensionado.

3.10.1.3 Condições de Contorno para União de Segmentos

No caso de uma linha composta por trechos suspensos e apoiados a união dos segmentos é feita pelos esforços nodais ou de tração, conforme o caso.

No caso de trechos suspensos o esforço horizontal H é constante para todos os segmentos. O esforço vertical V , entretanto, varia conforme o comprimento e a aplicação de forças externas, ao longo de toda a linha. O esforço vertical na extremidade superior de um segmento deve ser igual ao esforço vertical na extremidade inferior do segmento seguinte em direção ao “fairlead”. Isto deve ocorrer por causa do equilíbrio estático da linha como um todo.

Por convenção, os esforços externos devem ser aplicados sempre na extremidade inferior do segmento que se inicia no ponto de aplicação do esforço. Os esforços derivados de pesos concentrados são adicionados ao valor de esforço vertical, enquanto os esforços derivados de bóias devem ser subtraídos de tais esforços.

A Figura 3.10 abaixo exemplifica a continuidade necessária à aplicação do modelo.

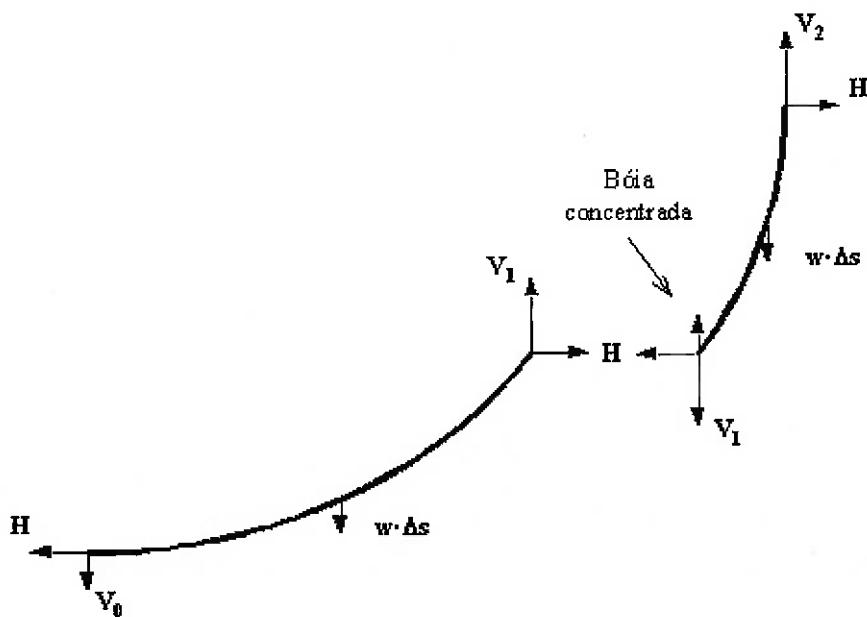


Figura 3.10 - Continuidade dos segmentos suspensos

Para os trechos apoiados a continuidade é dada pela conservação da tração aplicada nas extremidades dos segmentos, conforme a Figura 3.11.

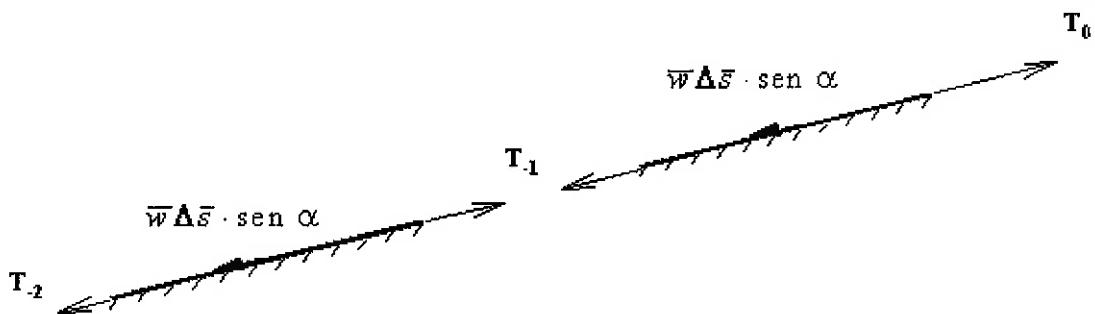


Figura 3.11 - Continuidade dos segmentos apoiados

3.10.1.3.1 Processo Iterativo para Determinação da Curva de Equilíbrio de uma Linha de Composição Arbitrária.

A fim de se determinar a curva de equilíbrio de uma linha de amarração por meio das equações apresentadas nos itens anteriores, para uma determinada posição

relativa entre os seus pontos de amarração e ancoragem, deve-se atentar para os seguintes pontos:

- as equações da catenária apresentadas são válidas apenas para o trecho suspenso da linha, desconsiderando a existência de trechos apoiados no solo, exigindo procedimentos diferentes para se determinar a curva de equilíbrio de uma linha na configuração convencional e na configuração “taut-leg”;
- como estas equações modelam apenas linhas homogêneas, a aplicação do procedimento à uma linha mista exige que ela seja dividida em um número de trechos igual ao número de trechos diferentes na linha, considerando adequadamente as condições de contorno entre cada trecho;
- estas equações não consideram a existência de bóias ou pesos concentrados ao longo do comprimento da linha; caso existam, a linha deve ser dividida em trechos como no caso anterior, e os esforços subtraídos ou somados, respectivamente, da extremidade do segmento seguinte.

A seguir serão apresentados os principais passos dos procedimentos usuais para determinação da curva de equilíbrio das linhas convencionais e “taut-leg”. Neste tratamento, será considerado um sistema global de coordenadas com origem na âncora e a linha deverá ser subdividida em ‘N’ segmentos, conforme a necessidade, sendo o primeiro localizado logo após a âncora e o ‘enésimo’ no “fairlead” da unidade.

- ***Linhas convencionais:***

- definir um valor para a tensão horizontal H , para a qual se quer obter a curva de equilíbrio;
- admitir um valor para o comprimento apoiado não deformado, b , maior que zero;
- identificar os segmentos da linha que estão suspensos;
- calcular as tensões verticais nas extremidades de cada segmento da linha, considerando que a tensão vertical, na extremidade inferior do primeiro segmento suspenso deverá ser:

$$V_{ii} = -H \cdot \tan(\alpha) \quad (3.73)$$

onde α é o ângulo de inclinação do solo;

- calcular as projeções x_i e y_i para cada segmento, através de (3.71) e (3.72). As projeções x_i e y_i são as coordenadas da extremidade superior do segmento em um sistema de coordenadas deste segmento, com eixos paralelos ao sistema global da linha e com origem na sua extremidade inferior;
- calcular o comprimento elongado dos segmentos apoiados;
- calcular a projeção total da linha somando as projeções de cada segmento;
- verificar se a função mérito abaixo é suficientemente pequena e, em caso negativo, admitir um novo valor para b e repetir o procedimento;

$$\text{Função Mérito} = y_{Total} - Profundidade$$

- Observar que esta função de mérito exprime a diferença entre a profundidade real e a profundidade para a qual a linha apresenta um comprimento apoiado b , quando submetida à força horizontal H . Se não for possível obter um valor para a função de mérito com a precisão pretendida, variando-se o valor de b , deve-se escolher um novo valor para H e reiniciar o processo.

- Linhas “Taut-Leg”:

- definir um valor para a tensão horizontal H , para a qual se quer obter a curva de equilíbrio;
- admitir um valor para o ângulo, γ , entre a linha e a horizontal no ponto de ancoragem;
- calcular as tensões verticais nas extremidades de cada segmento da linha, considerando que a tensão vertical, na extremidade inferior do primeiro segmento, deverá ser:

$$V_{1i} = -H \cdot \tan(\gamma) \quad (3.74)$$

- calcular as projeções x_i e y_i para cada segmento, através de (3.71) e (3.72), como mencionado no procedimento para linhas convencionais;
- calcular a projeção total da linha somando as projeções de cada segmento;
- verificar se a função mérito abaixo é suficientemente pequena e, em caso negativo, admitir um novo valor para γ e repetir o procedimento;

$$\text{Função Mérito} = y_{Total} - \text{Profundidade}$$

- se não for possível obter um valor para a função de mérito com a precisão pretendida, variando-se o valor de γ , deve-se escolher um novo valor para H e reiniciar o processo.

3.10.2 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 “fairlead” 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, Figura 3.12.

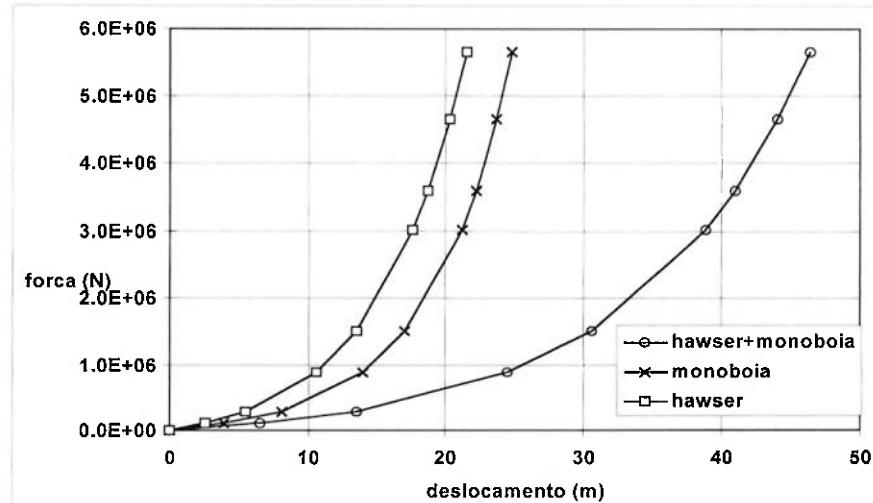


Figura 3.12 - Curva de restauração da monobóia

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

$$\Delta l = l_0 \ln\left(\frac{31.53 F}{F_{rup}} + 1\right) 0.05488 \quad (3.75)$$

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.

3.10.3 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.

3.10.4 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.

3.11 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 freqüência do mesmo. A dinâmica da linha, devido aos movimentos de alta freqüência do navio, não é considerada. 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 Figura 3.13 mostra uma ilustração esquemática de uma linha em catenária, com as variáveis envolvidas no modelo.

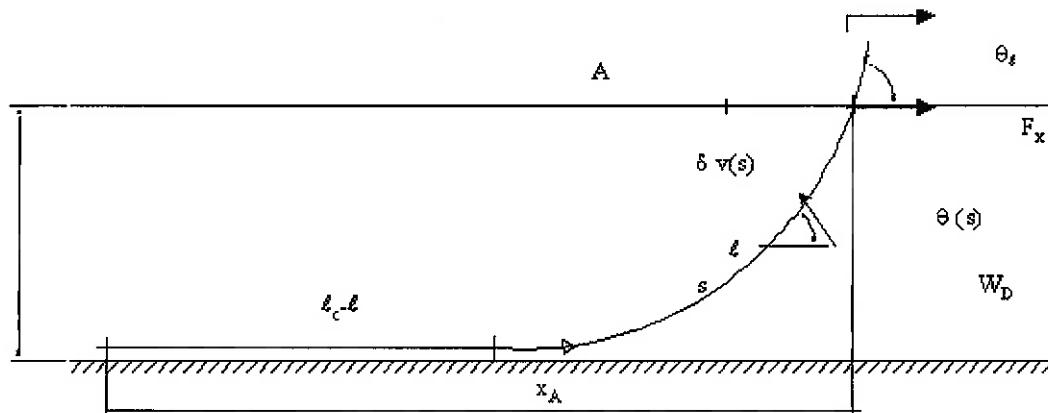


Figura 3.13 - Definição das variáveis envolvidas

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:

$$F_{cop} = \frac{1}{2} \rho C_D D W_D \gamma |\delta \dot{x}_A| \delta \dot{x}_A \quad (3.76)$$

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, $\lambda < < \lambda_c$, e ignorando o atrito com o solo, assume-se que todo o comprimento suspenso da linha se desloca com velocidade, $\delta \dot{y}_A$,

$$F_{per} = \frac{1}{2} \rho C_D D W_D \frac{\sin \theta_\ell}{1 - \cos \theta_\ell} |\delta \dot{y}_A| \delta \dot{y}_A \quad (3.77)$$

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.

$$F_{ACn}(1) = F_{copn} \cos(\delta_n) - F_{pern} \sin(\delta_n)$$

$$F_{ACn}(2) = F_{copn} \sin(\delta_n) + F_{pern} \cos(\delta_n)$$

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

onde: (A_{Xn}, A_{Yn}) 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

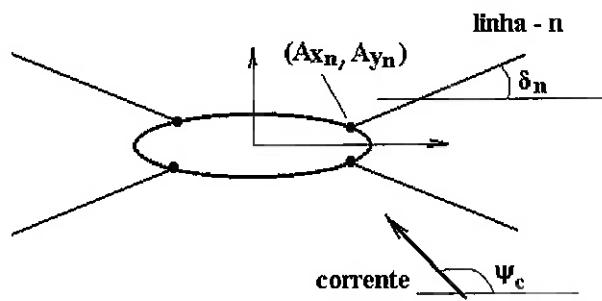


Figura 3.14 - Definição dos parâmetros das linhas

3.12 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 (Figura 3.15). 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.

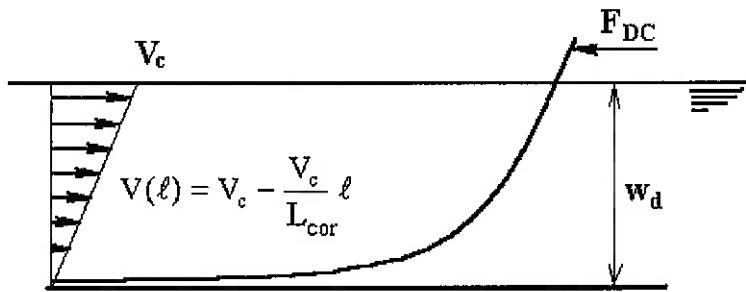


Figura 3.15 - Perfil de velocidades e carregamento na linha

A força total atuante na linha na direção da corrente, devido ao arraste hidrodinâmico, é obtida 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 azimute 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:

$$F_{DC} = \frac{1}{10} \rho C_D D L_{cor} V_c^2 \quad (3.78)$$

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

$$F_{DCn}(1) = F_{DCn} \cos(\psi_c - x_6)$$

$$F_{DCn}(2) = F_{DCn} \sin(\psi_c - x_6)$$

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

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

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

3.13.1 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:

$$\begin{aligned} (M+a_{11})\ddot{x}_1 &= (M+a_{22})\dot{x}_2 \dot{x}_6 - (a_{22}-a_{11})V_c \sin(\psi_c - x_6) \dot{x}_6 + X_{1\text{stat}} + X_{1\text{dyn}} \\ (M+a_{22})\ddot{x}_2 + a_{26}\ddot{x}_2 &= -(M+a_{11})\dot{x}_1 \dot{x}_6 - (a_{22}-a_{11})V_c \cos(\psi_c - x_6) \dot{x}_6 + X_{2\text{stat}} + X_{2\text{dyn}} \\ (I_6 + a_{66})\ddot{x}_6 + a_{62}\ddot{x}_2 &= X_{6\text{stat}} + X_{6\text{dyn}} \end{aligned} \quad (3.79)$$

Obs. A equação (3.79), 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:

$$\begin{aligned} X_{1\text{stat}} &= \frac{1}{2} \rho \cdot LTC_{1c}(\psi_{cr}) V_{cr}^2 \\ X_{2\text{stat}} &= \frac{1}{2} \rho \cdot LTC_{2c}(\psi_{cr}) V_{cr}^2 \\ X_{6\text{stat}} &= \frac{1}{2} \rho \cdot L^2 TC_{6c}(\psi_{cr}) V_{cr}^2 \end{aligned} \quad (3.80)$$

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

$$\begin{aligned} X_{1\text{dyn}} &= 0.6 (a_{22} - a_{11}) V_c \cdot \sin(\psi_c - x_6) \dot{x}_6 \\ X_{2\text{dyn}} &= X_{2D} \\ X_{6\text{dyn}} &= X_{6D} \end{aligned} \quad (3.81)$$

onde:

$$X_{2D} = \left[X'_{2Vr} * V_{cr} * \dot{x}_6 + X'_{2V|r|} * V_{cr} * |\dot{x}_6| + X'_{2r^2} * L * \dot{x}_6^2 + X'_{2|r|r} * \right] \frac{1}{2} \rho L^2 T \quad (3.82)$$

$$L * \dot{x}_6 * |\dot{x}_6| + X'_{2r^3/V} * \dot{x}_6^3 * L^2 / V_{cr} + X_{2|r^3|/V} * |\dot{x}_6|^3 * L^2 / V_{cr}$$

$$X_{6D} = \left[X'_{6Vr} * V_{cr} * \dot{x}_6 + X'_{6V|r|} * V_{cr} * |\dot{x}_6| + X'_{6r^2} * L * \dot{x}_6^2 + X'_{6|r|r} * \right] \frac{1}{2} \rho L^3 T \quad (3.83)$$

$$L * \dot{x}_6 * |\dot{x}_6| + X'_{6r^3/V} * \dot{x}_6^3 * L^2 / V_{cr} + X_{6|r^3|/V} * |\dot{x}_6|^3 * L^2 / V_{cr}$$

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

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

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

$\psi_{cr} = \arctan(-v_r / -u_r)$ = 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 Figura 3.16, retirada do trabalho de Wichers, ilustra a influência da velocidade de yaw nas forças hidrodinâmicas.

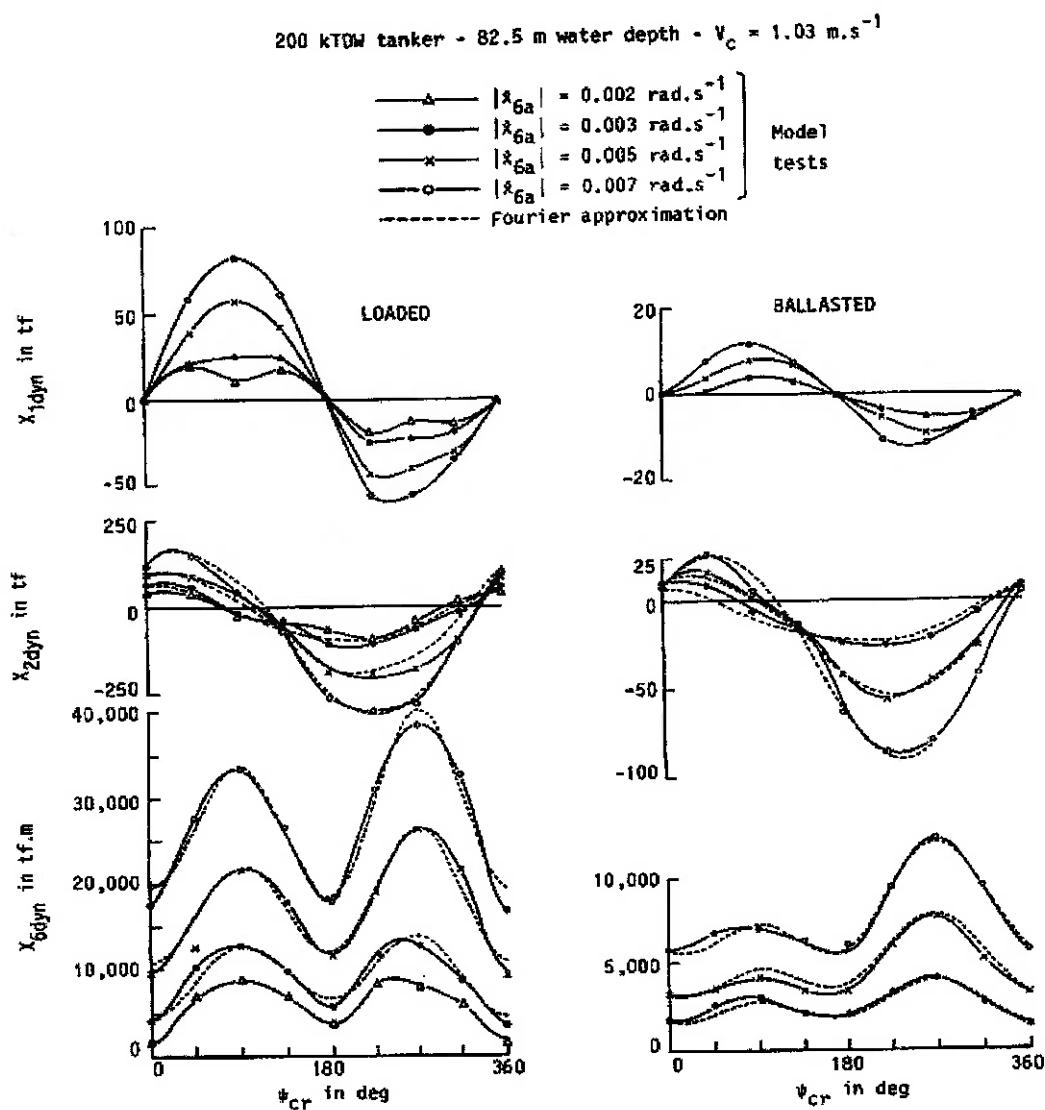


Figura 3.16 - Influência da velocidade de yaw nas forças dinâmicas

No caso, os coeficientes hidrodinâmicos que compõem as forças X_{2D} e X_{6D} (3.82) são funções do ângulo de incidência e da condição de calado. Para exemplificar, abaixo é transscrito o coeficiente X'_{2Vr} :

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

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

T : calado efetivo

T_{40} : 40% do calado de projeto

T_{100} : 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, (3.83), 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 (Figura 3.17).

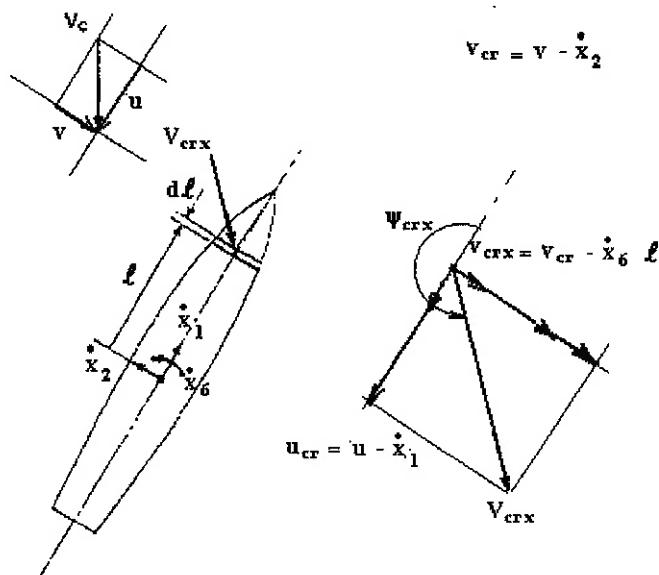


Figura 3.17 - Ângulo de incidência seccional relativo

$$\begin{aligned}
 X_{1\text{dyn}} &= 0.5(a_{22} - a_{11}) V_c \sin(\psi_c - x_6) \dot{x}_6 \\
 X_{2\text{dyn}} &= 0.5 \rho T C_{2c}(90^\circ) \int_{-L/2}^{L/2} [(v_{cr} - \dot{x}_6 \ell) |v_{cr} - \dot{x}_6 \ell| - v_{cr} |v_{cr}|] d\ell \\
 X_{6\text{dyn}} &= 0.5 \rho T \int_{-L/2}^{L/2} [C_{2c}(\psi_{cr}(\ell)) \{(v_{cr} - \dot{x}_6 \ell)^2 + u_{cr}^2\} - C_{2c}(\psi_{cr}) V_{cr}^2] \ell d\ell
 \end{aligned} \tag{3.84}$$

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

3.13.2 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.

$$\begin{aligned}
 X_{1\text{stat}} + X_{1\text{dyn}} &= 0.5 \rho T \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} [C_{1c}(\psi_{crx}) V_{crx}^2] d\ell \\
 X_{2\text{stat}} + X_{2\text{dyn}} &= 0.5 \rho T \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} [C_{2c}(\psi_{crx}) V_{crx}^2] d\ell \\
 X_{6\text{stat}} + X_{6\text{dyn}} &= 0.5 \rho T L^2 C_{6c}(\psi_{cr}) V_{cr}^2 + 0.5 \rho T \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} [C_{2c}(\psi_{crx}) V_{crx}^2 - C_{2c}(\psi_{cr}) V_{cr}^2] \ell d\ell
 \end{aligned} \tag{3.85}$$

Onde:

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

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

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 $X_{6\text{stat}} + X_{6\text{dyn}}$ de Obokata é idêntica à de Wichers. Quanto a componente $X_{2\text{stat}} + X_{2\text{dyn}}$, Obokata considera a variação do ângulo de incidência seccional, ao integrar as contribuições de cada secção do navio. Ver Figura 3.17.

3.13.3 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:

$$\begin{aligned} X_{1\text{stat}} + X_{1\text{dyn}} &= X(u_{cr}) + X_{vr} v_{cr} \dot{x}_6 \\ X_{2\text{stat}} + X_{2\text{dyn}} &= Y_v v_{cr} + Y_r \dot{x}_6 + 0.5 \rho T C_{2c}(90^\circ) \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} (v_{cr} - \dot{x}_6 \ell) |v_{cr} - \dot{x}_6 \ell| d\ell \\ X_{6\text{stat}} + X_{6\text{dyn}} &= N_v v_{cr} + N_r \dot{x}_6 + 0.5 \rho T C_{2c}(90^\circ) \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} (v_{cr} - \dot{x}_6 \ell) |v_{cr} - \dot{x}_6 \ell| \ell d\ell \end{aligned} \quad (3.86)$$

onde:

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

$$X(u_{cr}) = 0.5 \rho \cdot LTC_{lc}(0^\circ) u_{cr}^2$$

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.

3.13.4 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 Wickers, (3.80), 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 (3.87), (3.88) e (3.89).

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

$$\begin{aligned} X_{1\text{stat}} &= \frac{1}{2} \rho \cdot LTC_{1c}(\psi_{cr}) V_{cr}^2 \\ X_{2\text{stat}} &= \frac{1}{2} \rho \cdot LTC_{2c}(\psi_{cr}) V_{cr}^2 \\ X_{6\text{stat}} &= \frac{1}{2} \rho \cdot L^2 TC_{6c}(\psi_{cr}) V_{cr}^2 \end{aligned} \quad (3.87)$$

onde os coeficientes de arraste hidrodinâmicos são dados por:

$$C_{1c}(\psi_{cr}) = \left[\frac{0.09375}{(\log(Re) - 2)^2} \frac{S}{T L} \right] \cos(\psi_{cr}) + \frac{1}{8} \frac{\pi T}{L} (\cos(3\psi_{cr}) - \cos(\psi_{cr})) \quad (3.88)$$

$$\begin{aligned} C_{2c}(\psi_{cr}) &= \left[C_Y - \frac{\pi T}{2L} \right] \sin(\psi_{cr}) |\sin(\psi_{cr})| + \frac{\pi T}{2L} \sin^3(\psi_{cr}) + \\ &+ \left[1 + \frac{C_B B}{T} \right] \sin(\psi_{cr}) |\cos(\psi_{cr})| \end{aligned} \quad (3.89)$$

$$C_{6c}(\psi_{cr}) = \frac{-\xi}{L} \left[C_Y - \frac{\pi T}{2L} \right] \sin(\psi_{cr}) |\sin(\psi_{cr})| - \frac{\pi T}{L} \sin(\psi_{cr}) \cos(\psi_{cr}) + \\ - \left[\frac{1 + |\cos(\psi_{cr})|}{2} \right]^2 \frac{\pi T}{L} \left[\frac{1}{2} - 2.4 \frac{T}{L} \right] \sin(\psi_{cr}) |\cos(\psi_{cr})| \quad (3.90)$$

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 (3.87) a (3.89), 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.

$$X_{1dyn} = 0.0$$

$$X_{2dyn} = 0.5 \rho T \int C_D(\ell) [(v_{cr} + \dot{x}_6 \ell) |v_{cr} + \dot{x}_6 \ell|] d\ell \quad (3.91)$$

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

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

$$X_{2dyn} = 0.5 \rho T \int C_D(\ell) [(v_{cr} + \dot{x}_6 \ell)^2 \text{sign}(v_{cr} + \dot{x}_6 \ell)] d\ell \quad (3.92)$$

desenvolvendo (3.92):

$$X_{2\text{dyn}} = 0.5 \rho T \left[v_{cr}^2 \int C_D(\ell) \text{sign}(v_{cr} + \dot{x}_6 \ell) d\ell + \right. \\ \left. + 2 v_{cr} \dot{x}_6 \int C_D(\ell) \text{sign}(v_{cr} + \dot{x}_6 \ell) \ell d\ell + \dot{x}_6^2 \int C_D(\ell) \text{sign}(v_{cr} + \dot{x}_6 \ell) \ell^2 d\ell \right] \quad (3.93)$$

analogamente, obtém-se $X_{6\text{dyn}}$:

$$X_{6\text{dyn}} = 0.5 \rho T \left[v_{cr}^2 \int C_D(\ell) \text{sign}(v_{cr} + \dot{x}_6 \ell) \ell d\ell + \right. \\ \left. + 2 v_{cr} \dot{x}_6 \int C_D(\ell) \text{sign}(v_{cr} + \dot{x}_6 \ell) \ell^2 d\ell + \dot{x}_6^2 \int C_D(\ell) \text{sign}(v_{cr} + \dot{x}_6 \ell) \ell^3 d\ell \right] \quad (3.94)$$

Como a primeira parcela, das somas das equações (3.93) e (3.94), dependem somente da força lateral e já estão sendo consideradas na parte estática, através das equações (3.86), os esforços dinâmicos são dados somente pelas componentes devido à rotação do navio. Assim:

$$X_{2\text{dyn}} = 0.5 \rho T \left[2 v_{cr} \dot{x}_6 \int C_D(\ell) \text{sign}(v_{cr} + \dot{x}_6 \ell) \ell d\ell + \dot{x}_6^2 \int C_D(\ell) \text{sign}(v_{cr} + \dot{x}_6 \ell) \ell^2 d\ell \right] \\ (3.95)$$

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

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

A função $f(\lambda)$, dada na Figura 3.18, corrige a variação do coeficiente C_Y ao longo do comprimento do navio.

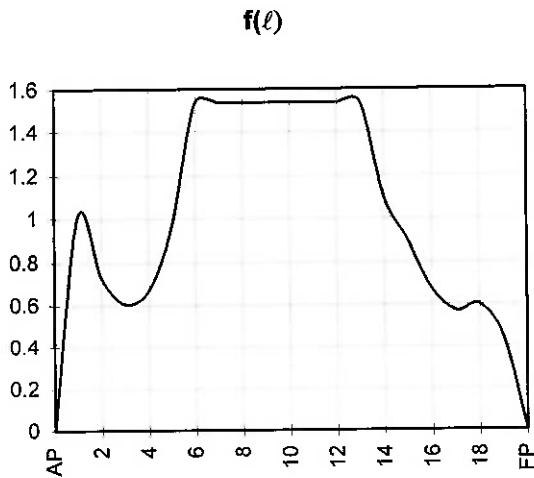


Figura 3.18 - Função de correção do coeficiente C_V

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.

$$M_{TV} = -\frac{1}{16} \rho T C_D^{\text{placa}} L^4 |\dot{x}_6| \quad (3.96)$$

A grande diferença, entre as parcelas dinâmicas deste modelo com os três anteriores, está no $C_D(\lambda)$. Deixando de lado este detalhe, a parcela $X_{2\text{dyn}}$ deste modelo é análoga ao de Wichers, onde não é considerado o ângulo de incidência seccional relativo. O termo $X_{6\text{dyn}}$, 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.

3.13.5 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.

A 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°).

$$\begin{aligned}
 X_{1\text{stat}} + X_{1\text{dyn}} &= 0.5\rho LTV_{cr}^2 (X'_u u' + X'_{vr} v' r') \\
 X_{2\text{stat}} + X_{2\text{dyn}} &= 0.5\rho LTV_{cr}^2 (Y'_v v' + Y'_{vvv} v'^3 + Y'_{vvvv} v'^5 + Y'_{ur} u' r' + Y'_{w_r|r|} u' r' |r'| + Y'_{v|r|} v' |r'|) \\
 X_{6\text{stat}} + X_{6\text{dyn}} &= 0.5\rho L^2 TV_{cr}^2 (N'_v v' + N'_{uv} u' v' + N'_{vvv} v'^3 + N'_{vvvv} u' v'^3 + N'_{r} r' + N'_{r|r|} r' |r'| + \\
 &\quad + N'_{uv|r|} u' r' |r'| + N'_{vvr} v'^2 r')
 \end{aligned} \tag{3.97}$$

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.

$$g(T/W_D) = 1 / \left[\left(\frac{T^2}{W_D L} \right) + \left\{ \left(\frac{\pi T}{2 W_D} \right) \cot \tan \left(\frac{\pi T}{2 W_D} \right) \right\}^p \right] \tag{3.98}$$

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 necessária uma pequena modificação no modelo hidrodinâmico proposto por Takashina. A modificação foi introduzida na equação(3.97), substituindo uma parcela da direção longitudinal:

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

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 (3.85). A modificação implementada foi validada comparando-se os resultados do modelo de simulação com os resultados de ensaios em tanques de prova.

3.13.6 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_{dyn} , 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.

3.14 Sistemas com Diversos Corpos

O sistema para n corpos nada mais é do que n sistemas de ancoragem que podem ser calculados independentemente, a menos das forças devidas à presença de eventuais cabos de ligação entre os sistemas (existe um “efeito sombra” causado pela presença de outro corpo próximo, mas tal efeito será desconsiderado no presente trabalho, podendo ser material para estudos posteriores).

Sendo assim, primeiramente o posicionamento de cada navio é calculado da maneira já mencionada. Com a posição atual de cada sistema é possível calcular as forças nos cabos de ligação, somar tal força com as demais para a próxima iteração (na formulação do cálculo de Runge-Kutta entra como uma parcela das forças constantes durante um intervalo de tempo considerado), obtendo outra posição para cada sistema e continuando o processo.

A força no cabo de ligação depende basicamente da distância entre os pontos onde a linha de ligação está presa em cada navio (fairleads). O cabo age como uma mola, então dada essa distância e o comprimento inicial do cabo, tem-se uma idéia da distensão sofrida e, por conseguinte, da força. Tal cálculo está melhor explicitado a seguir.

3.14.1 Cálculo da força de ligação

Primeiramente deve-se utilizar o mesmo um sistema de coordenadas global para poder comparar a posição dos pontos de amarração do cabo de ligação nos corpos e descobrir a distância entre os mesmos.

Caso essa distância seja menor que o comprimento do cabo, o mesmo não está esticado e a tração pode ser considerada nula (somente ter-se-ia uma pequena parcela devido ao peso do cabo).

Para distensões não muito elevadas (da ordem de 30% do comprimento do cabo), o cálculo da tração pode ser modelado por uma mola com k exponencial dependendo de alguns coeficientes específicos do tipo de cabo utilizado. A exemplo do cálculo das forças nas linhas de amarração, o cálculo nas linhas de ligação também pode ser feito interpolando curvas de distensão X tração fornecidas ao programa.

Caso a tração encontrada pelos cálculos acima supere a tração de ruptura do cabo, o mesmo deverá se romper e ser inutilizado para efeitos de cálculo.

$$Traqão = T_{rup} \cdot 0.031716 \cdot \left(e^{\frac{\Delta-18,226}{L}} - 1 \right)$$

exemplo de modelagem da tração por analogia a uma mola

Onde: T_{rup} é a tração de ruptura da linha

Δ é a distensão da linha

L é o comprimento inicial da linha

4 VALIDAÇÃO

Como o modelo proposto está em desenvolvimento constante, somado a dificuldade de se obter resultados experimentais, a validação foi dividida em 3 partes principais. Primeiro foi feita uma comparação dos resultados obtidos pelo simulador implementado com outros simuladores baseados no mesmo modelo, no caso de 1 ou 2 corpos. A seguir, para sistemas com mais de 2 corpos foi feita uma análise de consistência, uma vez que não existe nenhum outro programa que realize essa simulação, e dados experimentais também não estão disponíveis no momento. Por fim uma comparação dos resultados obtidos pelos diferentes modelos de corrente, mostrando aderência entre os mesmos.

4.1 Sistemas de 1 corpo

A validação para sistemas com apenas um corpo foi feita pela comparação com o Dynasim versão 1.43. Foram analisadas diversas combinações de condições ambientais, modelos de corrente e sistemas de ancoragem. Todos os testes mostraram ótima aderência (diferenças menores de 1%), como pode ser visto nos gráficos a seguir. Isso já era de se esperar uma vez que o modelo matemático usado é praticamente o mesmo do Dynasim 1.43; a maioria das diferenças está na forma de implementação.

O Dynasim, por sua vez, foi implementado e validado por Fucatu e Nishimoto, através de comparações com ensaios em tanque de provas. Um dos ensaios para um sistema SPM foi feito pelo MARIN, que é um instituto de pesquisas da Holanda, o qual desenvolveu um software semelhante chamado TERSIM II. O outro ensaio foi realizado num sistema DICAS, num instituto de pesquisas da Noruega chamado MARINTEK.

4.1.1 Sistema Turret (com função de memória)

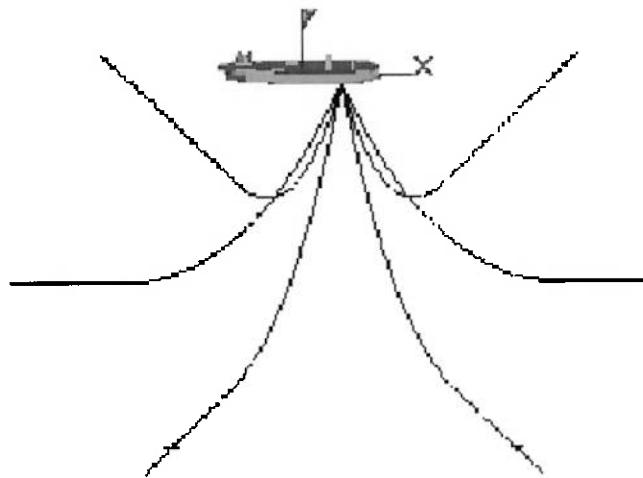


Figura 4.19 - Sistema Turret

Sistema	Turret
Número de Linhas	6
Modelo Hidrodinâmico	Obokata
Altura Onda	7,8 m
Período Onda	11,5 s
Direção Onda	157,5 °
Velocidade Correnteza	1 m/s
Direção Correnteza	180 °
Velocidade Vento	5,78 m/s
Direção Vento	180 °

Tabela 1 – Caso Turret

4.1.1.1 Comparação em Surge

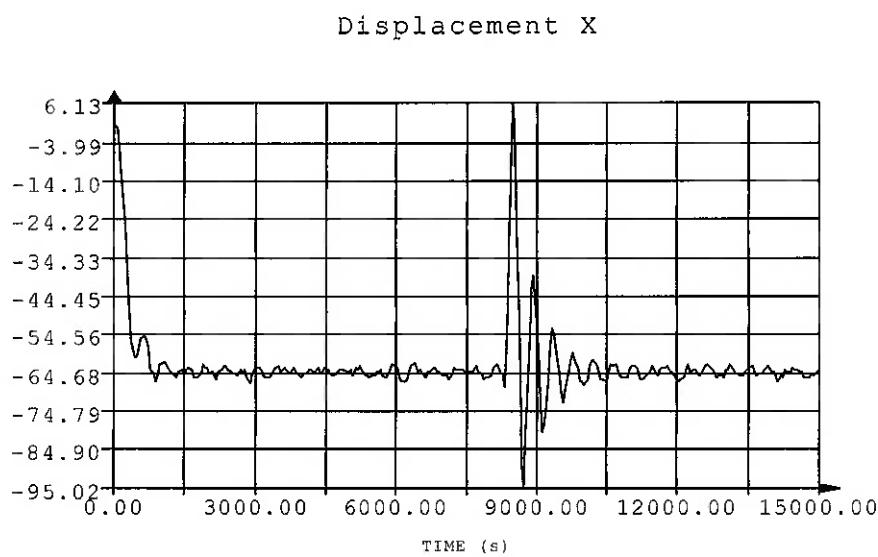


Figura 4.20 - Sistema Turret - Movimento em Surge

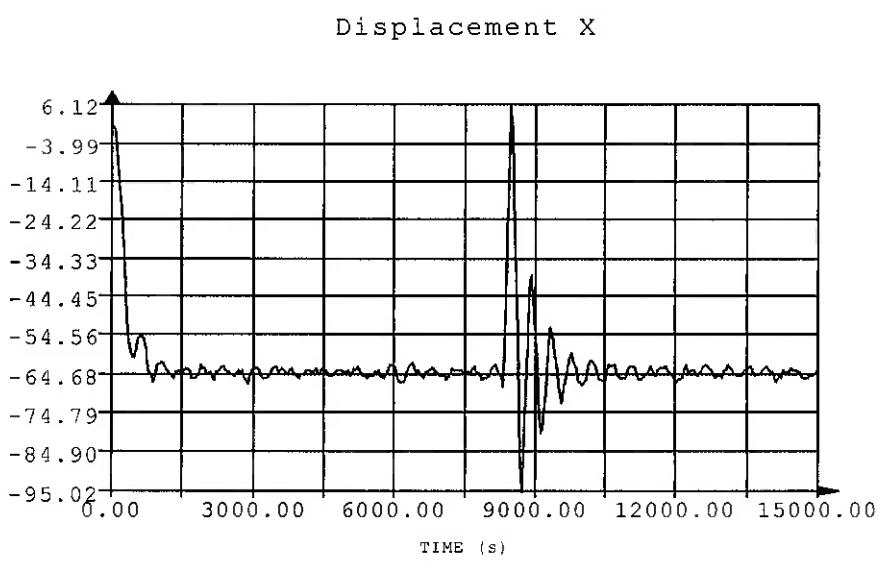


Figura 4.21 - Sistema Turret - Movimento em surge calculado pelo Dynasim 1.43

4.1.1.2 Comparação em Sway

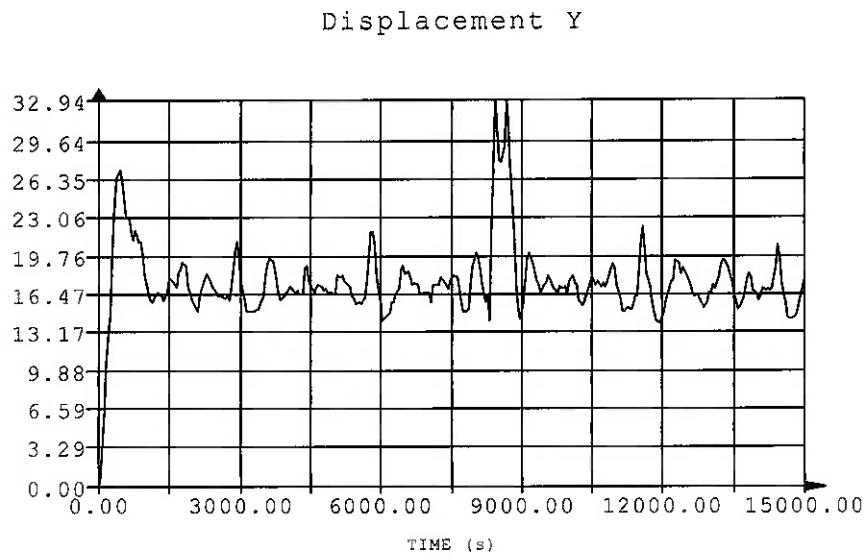


Figura 4.22 - Sistema Turret - Movimento em Sway

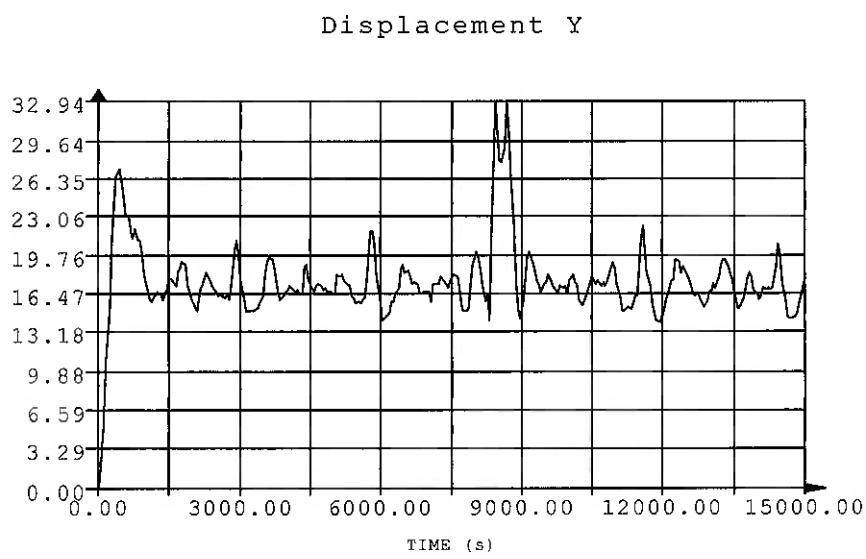


Figura 4.23 - Sistema Turret - Movimento em Sway calculado pelo Dynasim 1.43

4.1.2 Sistema monobóia (simplificada)

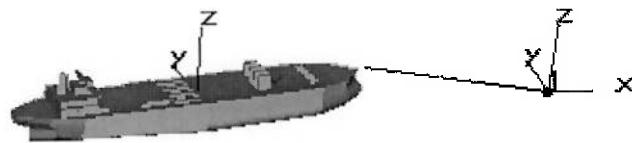


Figura 4.24 - Sistema Monobóia Simplificada,

Sistema	Monobóia Simplificada
Número de Linhas	1
Modelo Hidrodinâmico	Takashina
Altura Onda	4 m
Período Onda	10 s
Direção Onda	180 °
Velocidade Correnteza	0.5 m/s
Direção Correnteza	180 °
Velocidade Vento	2 m/s
Direção Vento	90 °

Tabela 2 – Caso Monobóia Simplificada

4.1.2.1 Comparação em Surge

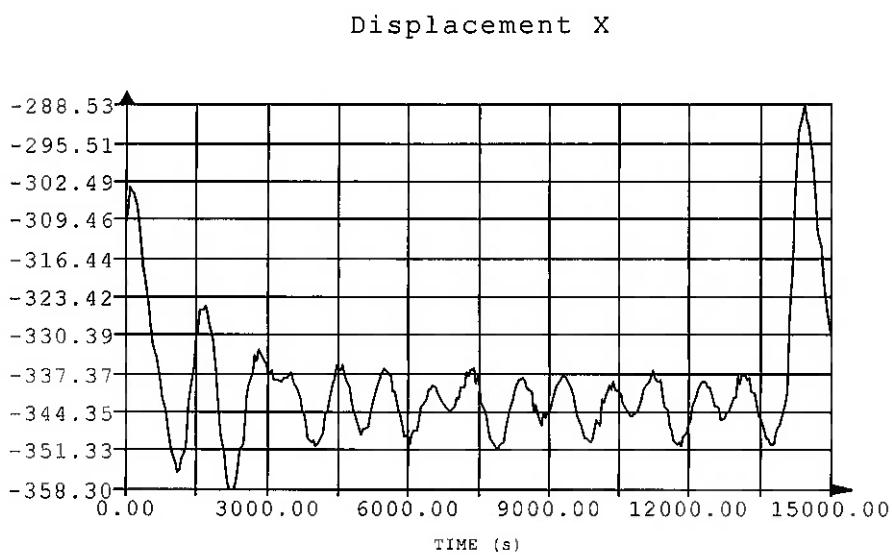


Figura 4.25 - Sistema Monobóia Simplificada- Movimento em Surge

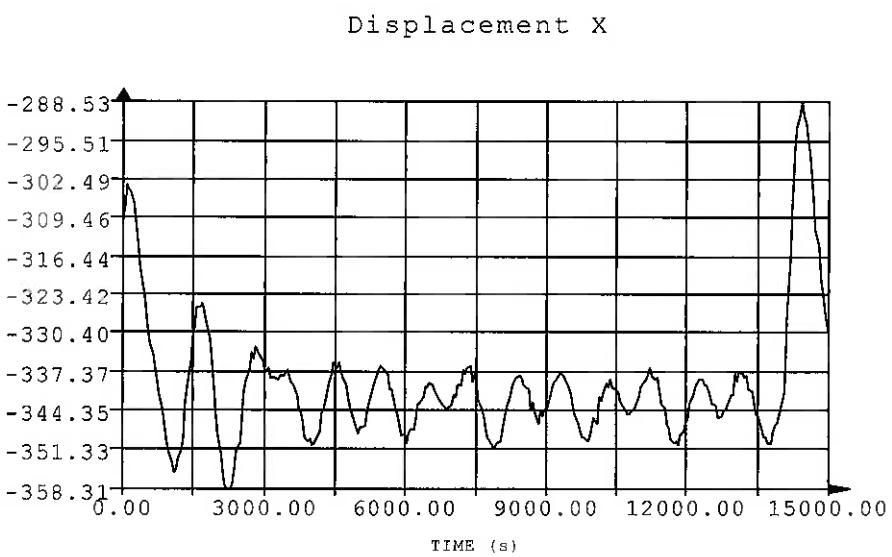


Figura 4.26 - Sistema Monobóia Simplificada - Movimento em Surge calculado pelo Dynasim1.43

4.1.2.2 Comparação em Sway

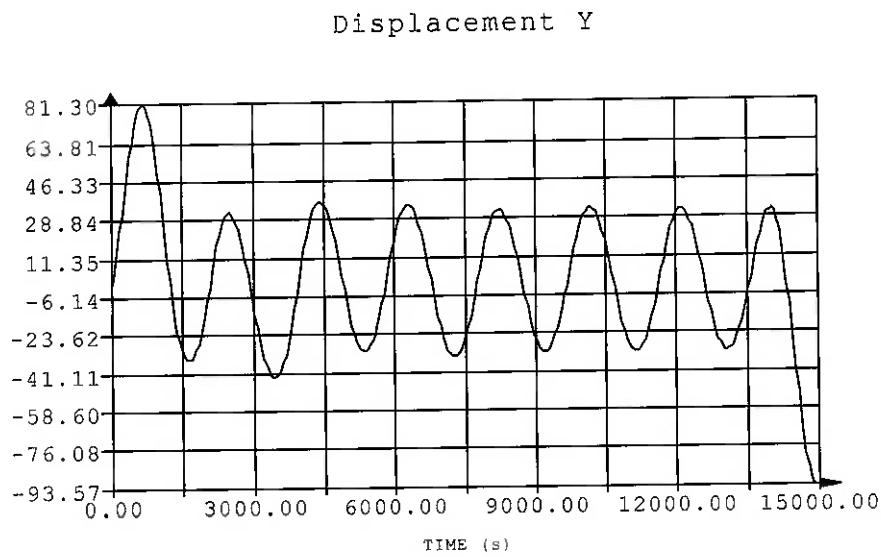


Figura 4.27 - Sistema Monobóia Simplificada - Movimento em Sway

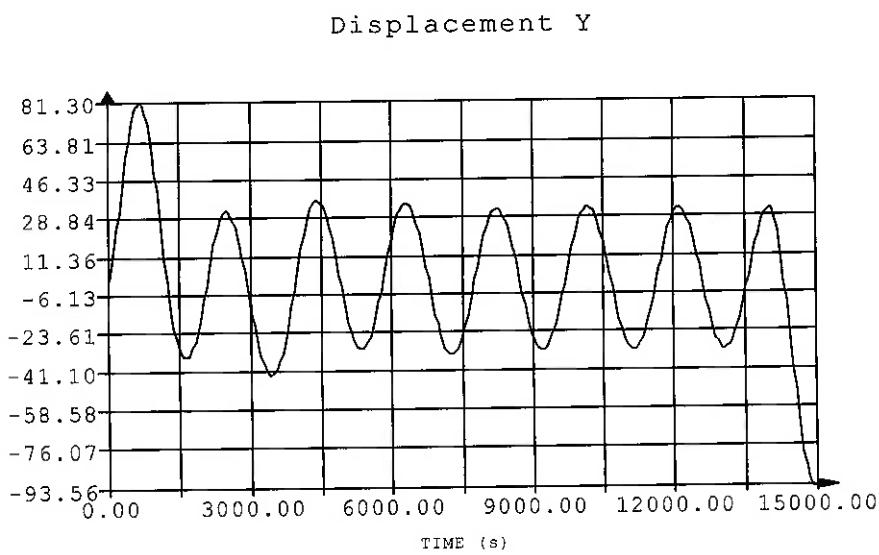


Figura 4.28 - Sistema Monobóia Simplificada - Movimento em Sway calculado pelo Dynasim 1.43

4.2 Sistemas de 2 corpos

Para sistema com 2 corpos, tanto monobóia mais navio, 2 navios em tandem ou mesmo monobóia simplificada com 2 navios amarrados, a validação foi feita através de

comparações com o software TANDEX. Tal programa também foi desenvolvido por Fucatu e Nishimoto e é basicamente uma extensão do Dynasim visando simular o caso específico de 2 corpos. Para esse programa não existiam feitos ensaios em tanque de prova para a validação, mas a modelagem e implementação era basicamente a mesma de 1 corpo apenas adaptada, por isso a confiança nos resultados obtidos.

As comparações feitas mostraram também uma aderência muito boa, com diferenças sempre menores que 2%, como pode ser visto nos gráficos a seguir:

4.2.1 3 – Sistema Monobóia-Shuttle (função de memória)

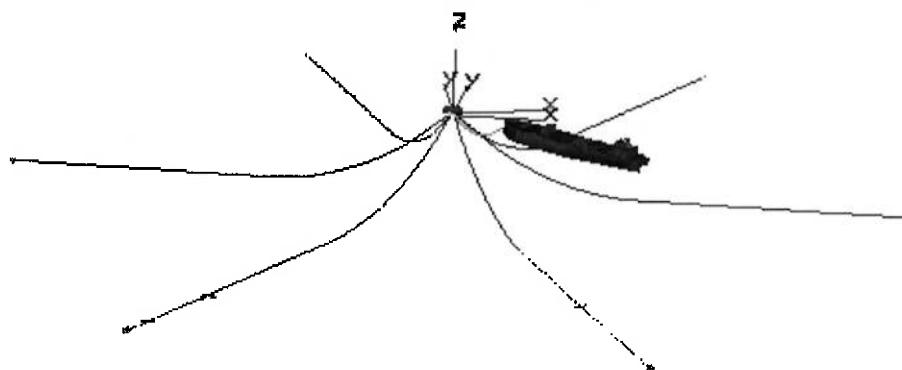


Figura 4.29 - Sistema Monobóia – Shuttle

Sistema	Monobóia – Shuttle
Número de Linhas	6
Modelo Hidrodinâmico	Asa Curta
Altura Onda	5 m
Período Onda	10,5 s
Direção Onda	0 °
Velocidade Correnteza	0.82 m/s
Direção Correnteza	315 °
Velocidade Vento	23.3 m/s
Direção Vento	315 °

Tabela 3 – Caso Monobóia-Shuttle

4.2.1.1 Comparação em Surge - bóia

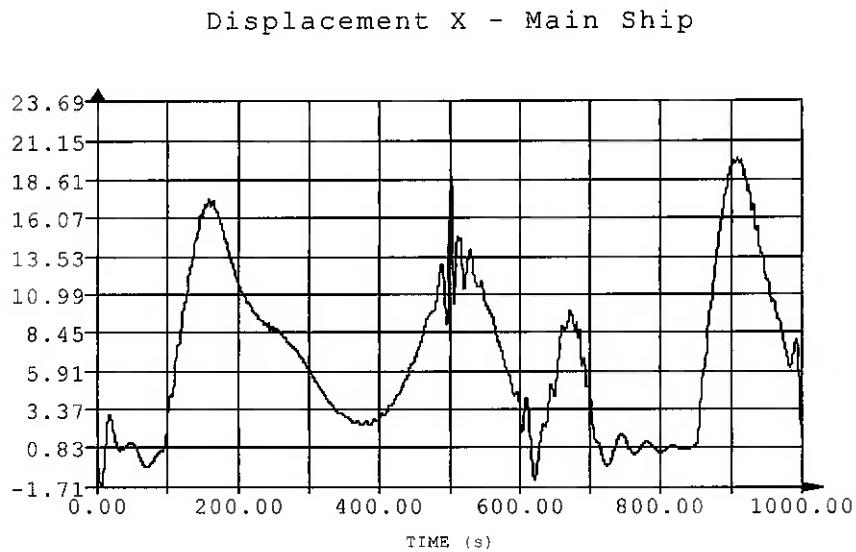


Figura 4.30 - Sistema Monobóia – Movimento da bóia em surge

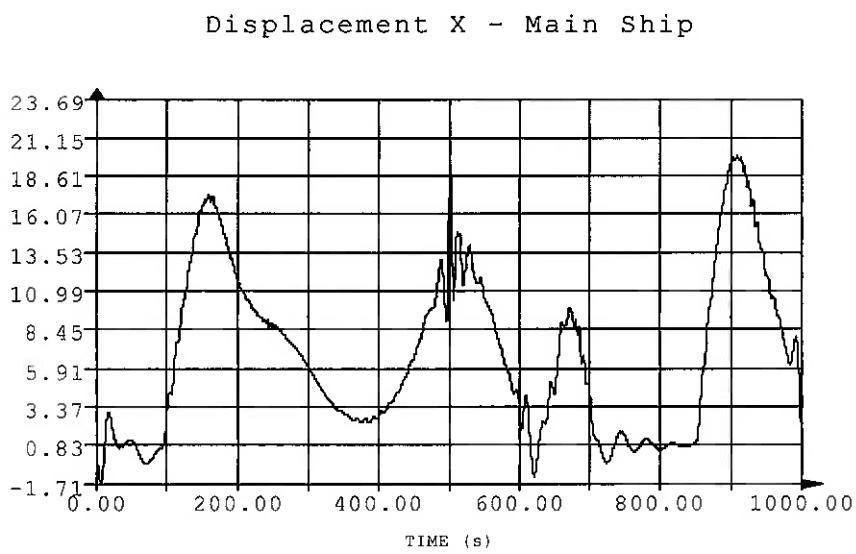


Figura 4.31 - Sistema Monobóia – Movimento da bóia em surge calculado pelo TANDEX

4.2.1.2 Comparação em Surge - Shuttle

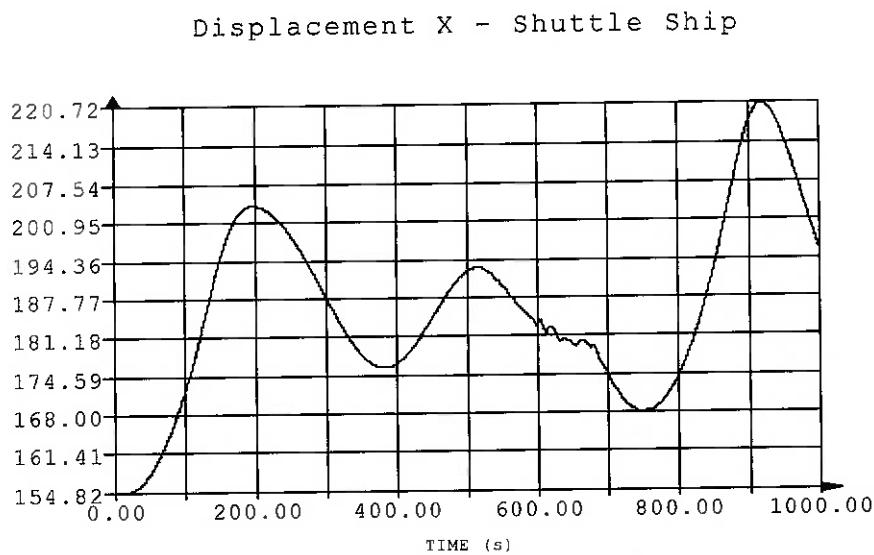


Figura 4.32 - Sistema Monobóia – Movimento do navio em Surge

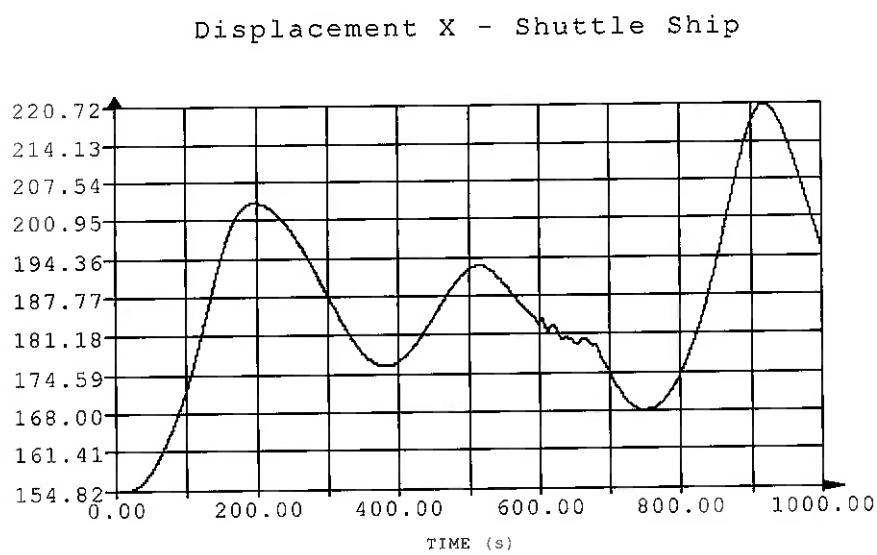


Figura 4.33 - Sistema Monobóia – Movimento do navio em Surge calculado pelo TANDEX

4.2.1.3 Comparação da tração do cabo de ligação

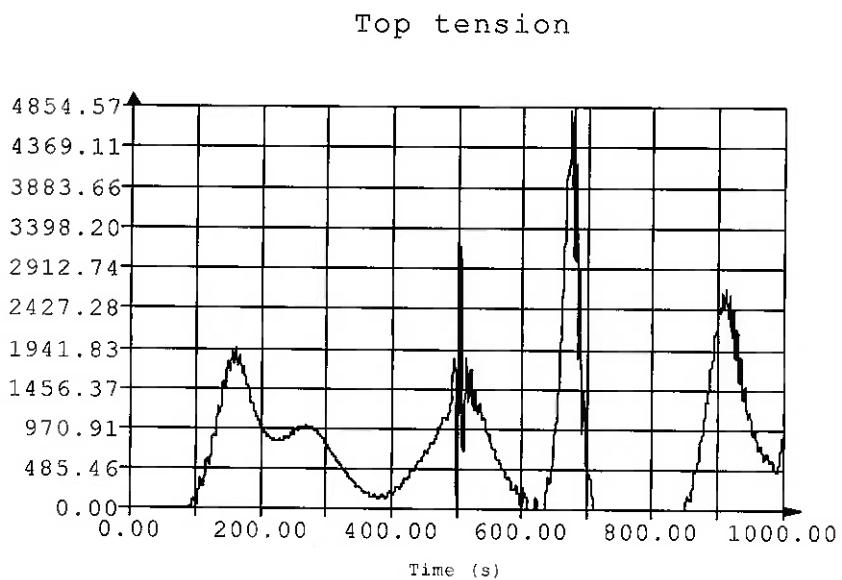


Figura 4.34 - Sistema Monobóia – Tração (kN) na linha de ligação

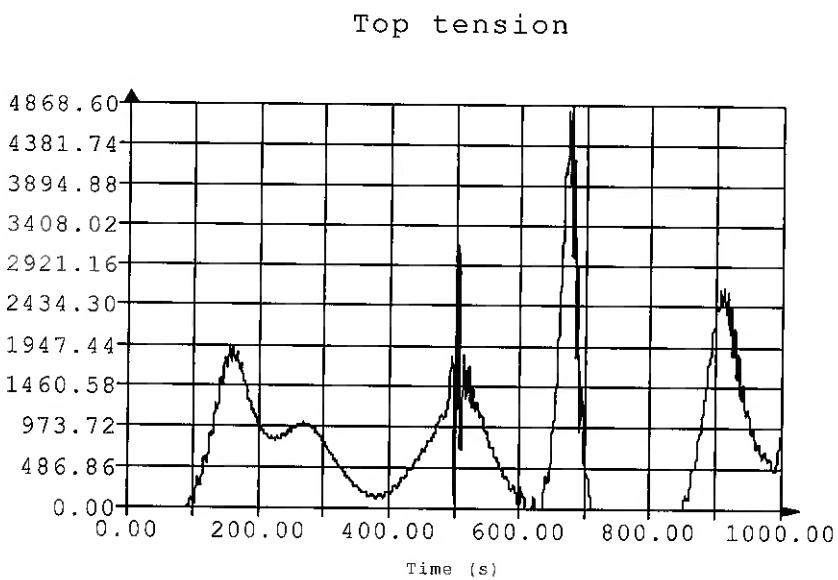


Figura 4.35 - Sistema Monobóia – Tração (kN) na linha de ligação calculado pelo TANDEX

4.2.2 Sistema Tandem – Dicas

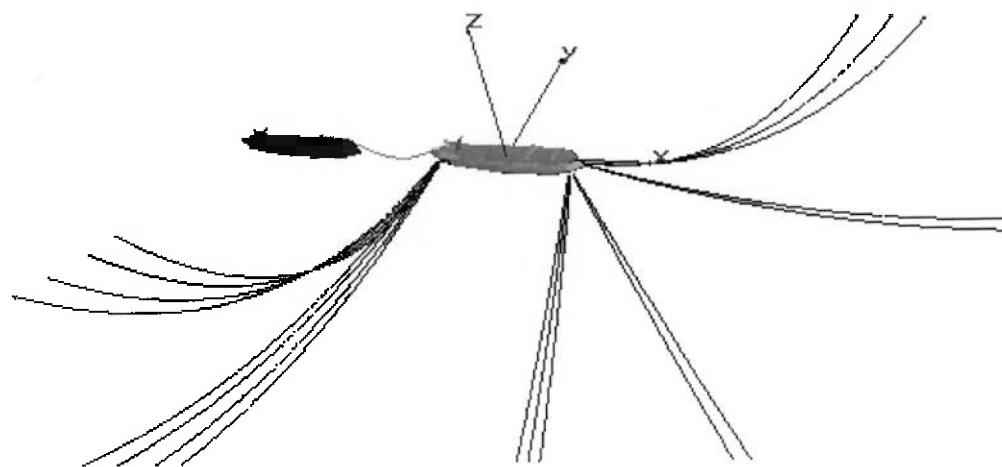


Figura 4.36 - Sistema Tandem-Dicas

Sistema	Tandem - Dicas
Número de Linhas	19
Modelo Hidrodinâmico	Asa Curta
Altura Onda	5 m
Período Onda	10,5 s
Direção Onda	135 °
Velocidade Correnteza	1 m/s
Direção Correnteza	135 °
Velocidade Vento	10 m/s
Direção Vento	135 °

Tabela 4 – Sistema Tandem-Dicas

4.2.2.1 Comparação em Surge

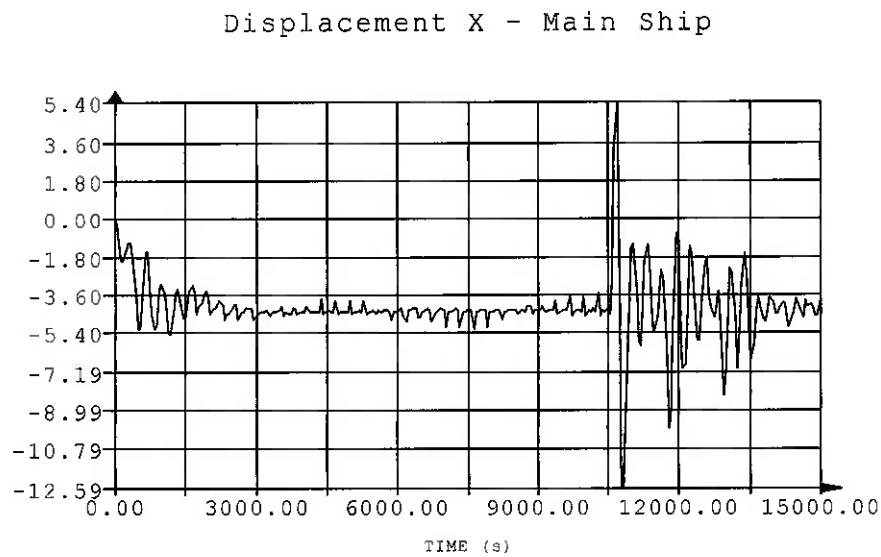


Figura 4.37 - Sistema Tandem – Movimento em Surge do Navio em Dicas

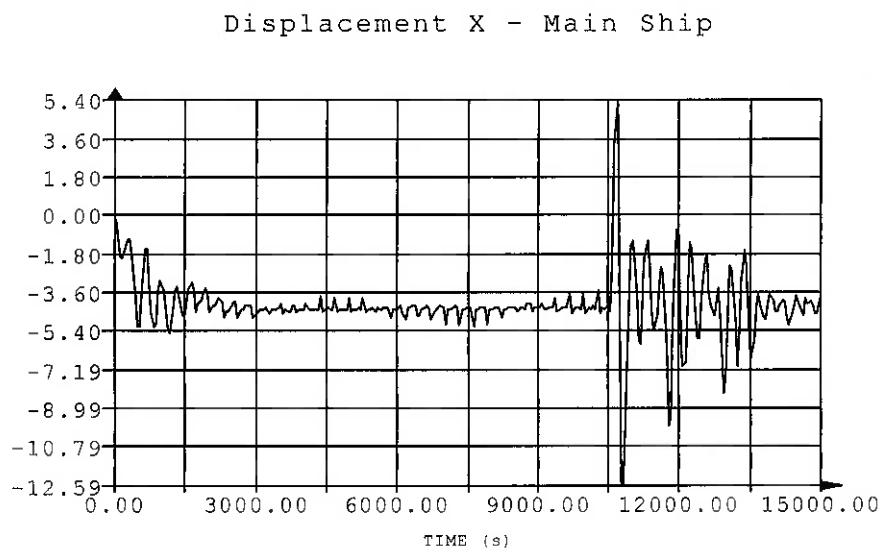


Figura 4.38 - Sistema Tandem – Movimento em Surge do navio em Dicas calculado pelo TANDEX

4.2.2.2 Comparação em Sway

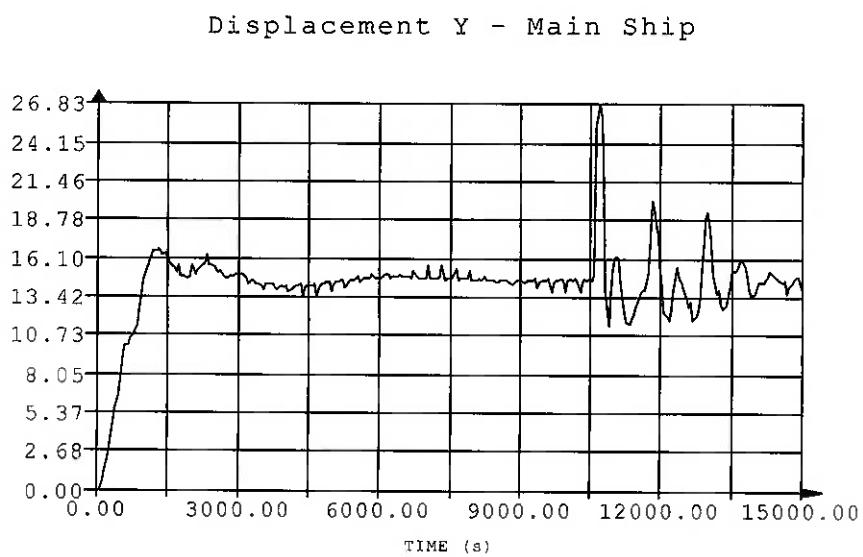


Figura 4.39 - Sistema Tandem – Movimento em Surge do segundo navio

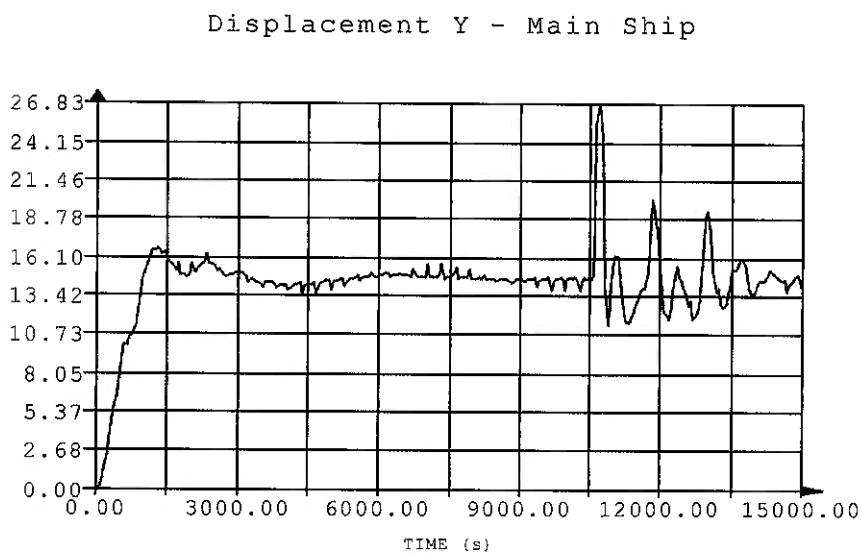


Figura 4.40 - Sistema Tandem – Movimento em Surge do segundo navio calculado pelo TANDEX

4.2.2.3 Comparação da tração de um cabo

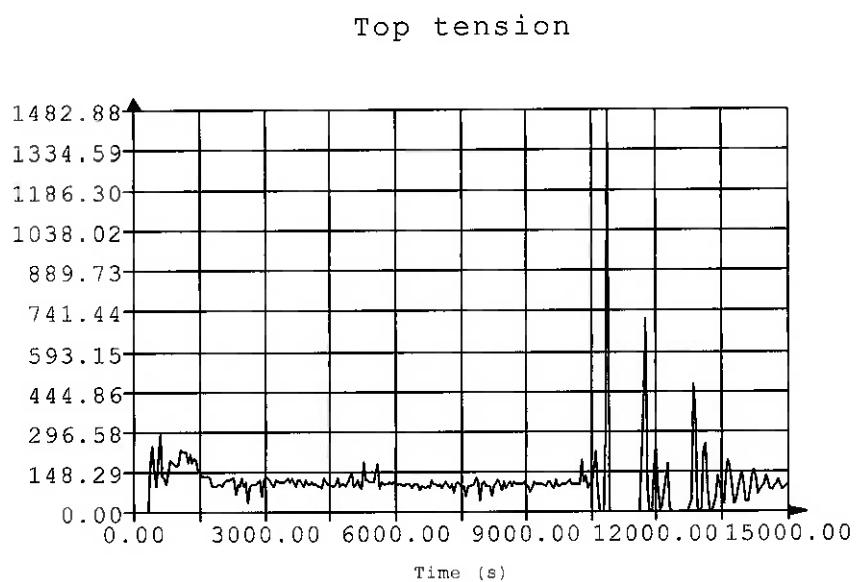


Figura 4.41 - Sistema Tandem – Tração (kN) na linha de ligação

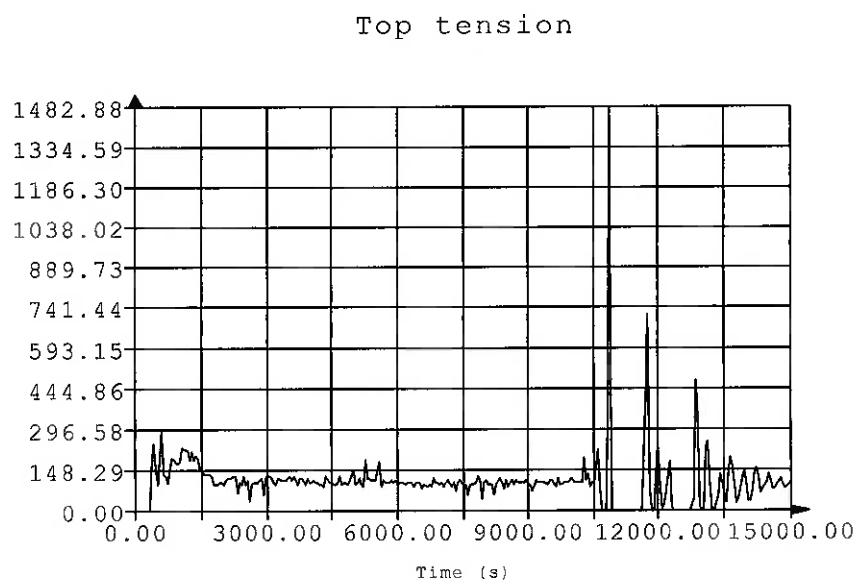


Figura 4.42 - Sistema Tandem – Tração (kN) na linha de ligação calculado pelo TANDEX

4.3 Sistemas com n corpos

Devido à indisponibilidade de dados experimentais para sistemas flutuantes com 3 ou mais corpos, foram realizados testes de consistência para verificar a funcionalidade do código implementado. Dentre os testes de consistência realizados, podem ser citados:

- Interligar 3 ou mais corpos com linhas de ligação “fictícias” (características físicas desprezíveis, como peso linear e rigidez axial). Os corpos devem se comportar de maneira completamente independente, como se estivessem isolados;
- Interligar 3 ou mais corpos com linhas de ligação “rígidas” (características físicas elevadas, como peso linear e rigidez axial). Os corpos devem se mover conjuntamente, já que a alteração na distância entre os mesmos deve ser desprezível;

Como exemplo a ser citado, foi criado um sistema flutuante composto por 4 corpos. Esse sistema pode ser visto como a união de dois sistemas: um tandem-dicas e outro monobóia-shuttle, idênticos aos descritos nos itens 4.2.1 e 4.2.2. Todos os corpos foram unidos por linhas extremamente leves e flexíveis, tendo as demais características mantidas inalteradas (inclusive os cabos de ligação originais, entre monobóia e navio e entre os navios no sistema tandem-dicas).

O comportamento observado no sistema global foi exatamente igual aos dos sistemas separados, já que a única interação possível entre os corpos era praticamente nula devido as características físicas atribuídas as linhas de ligação entre os corpos (exceto àquelas previamente existentes, conforme explicado acima). Vale ressaltar que as outras interações possíveis seriam a interferência hidrodinâmica (efeito de sombra) e o choque entre os corpos, ambos não modelados no simulador.

Desse modo, os resultados obtidos para o sistema de 4 corpos são similares aos apresentados nos itens 4.2.1 e 4.2.2.

4.4 Comparações entre os modelos hidrodinâmicos

Testes comparativos entre os modelos hidrodinâmicos de Asa Curta, Takashina e Obokata foram executados nos sistemas de 1 corpo (turret e monobóia simplificada), no intuito de evidenciar a semelhança entre seus comportamentos (se mantém em fase durante tempo de execução), com diferenças apenas de amplitude.

4.4.1 Sistema Turret

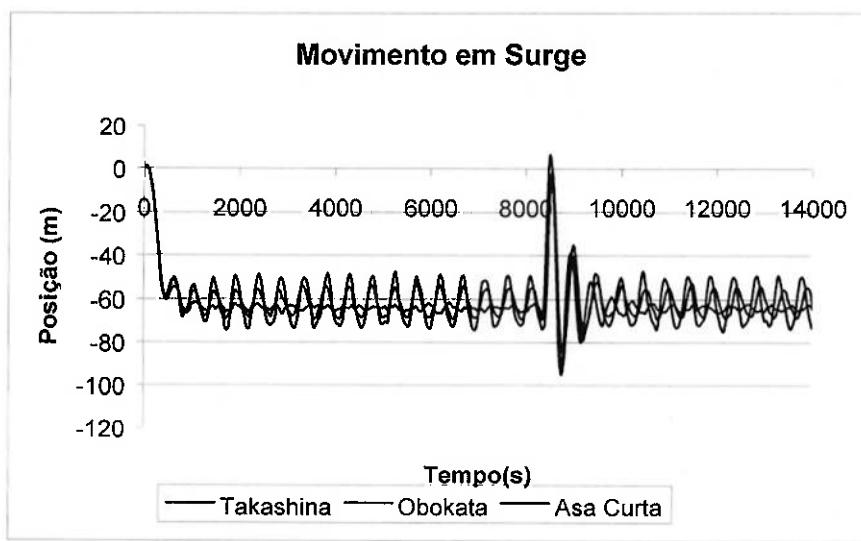


Figura 4.43 - Sistema Turret – Comparação dos Modelos em Surge

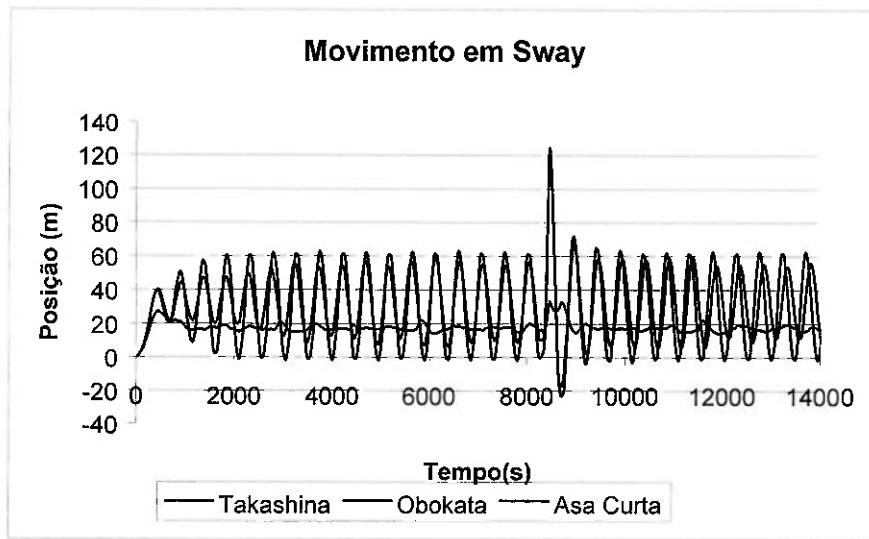


Figura 4.44 - Sistema Turret – Comparação dos Modelos em Sway

4.4.2 Sistema Navio com Monoboia (simplificada)

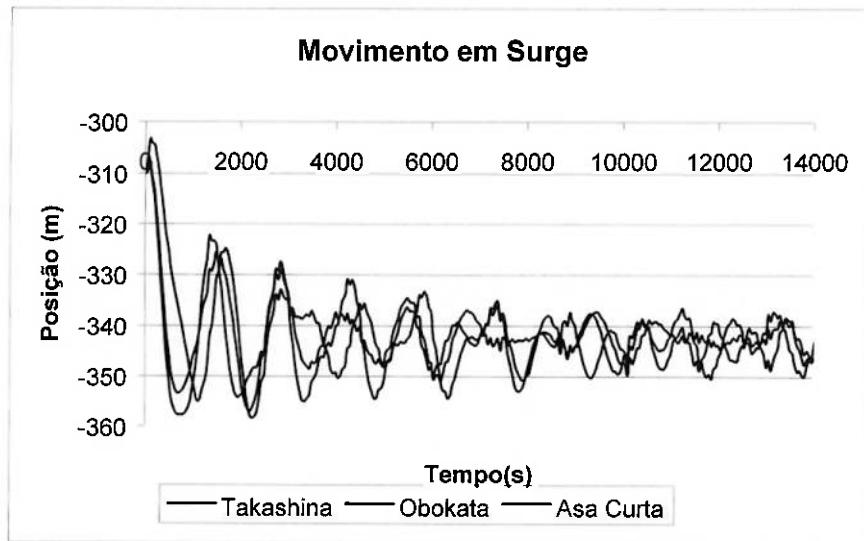


Figura 4.45 - Sistema Monobóia Simplificada – Comparação dos modelos em Surge

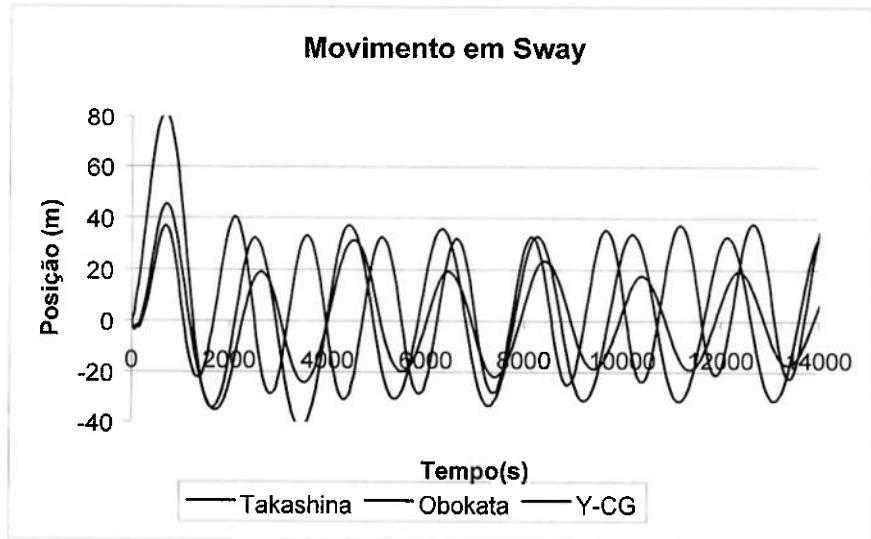


Figura 4.46 - Sistema Monobóia Simplificada – Comparação dos modelos em Sway

5 CONCLUSÃO

O objetivo principal do trabalho, que era implementar e validar a simulação dinâmica de n corpos utilizando-se o simulador DYNASIM, foi alcançado com sucesso.

O cronograma de trabalho foi bem atendido de uma maneira geral, excetuando-se a implementação dos esforços dinâmicos nas linhas de ancoragem, o qual se encontra ainda em implementação.

As maiores dificuldades encontradas foram durante a conversão para a linguagem C++, pois o volume de cálculos realizados é elevado e qualquer diferença, por menor que fosse, em qualquer variável do programa entre as duas versões, gerava resultados finais absolutamente díspares, levando a um rastreamento completo do programa até que a diferença fosse localizada e sanada.

Deve-se salientar a importância deste trabalho no contexto do projeto como um todo, cujas próximas etapas estão relacionadas ao estudo e implementação no simulador da interação hidrodinâmica entre os corpos (efeitos de sombra), as quais seriam impossibilitadas se a implementação simulação dinâmica de múltiplos corpos não tivesse sido bem sucedida.

6 BIBLIOGRAFIA

- [1] Aranha, J.A.P., “A formula for “wave damping” in the drift of a floating body”, Journal of Fluid Mechanics, vol. 275, pp. 147-155, 1994;
- [2] Aranha, J.A.P., “Second-order horizontal steady forces and moment on a floating body with small forward speed”, Journal of Fluid Mechanics, vol. 313, pp. 39-54, 1996;
- [3] Aranha, J.A.P. & Martins, M.R. “Slender Body Approximation for Yaw Velocity Terms in the Wave Drift Damping Matrix” - 20th International Workshop on Water Waves and Floating Bodies, march 1997;
- [4] Finne, S. & Grue, J., “On the complete radiation-diffraction problem and wave-drift damping of marine bodies in the yaw mode of motion”, Journal of Fluid Mechanics, 1997;
- [5] Grue, J. & Palm, E., “Wave drift damping of floating bodies in slow yaw motion”, Journal of Fluid Mechanics, 1996;
- [6] 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”, Applied Ocean Research 20, pp 145-156, 1999;
- [7] Martins, M.R.; Brinati, H.L.; Aranha, J.A.P.; Leite A.J., “Influence of the Wave-Current Interaction on FPSO”, 19th International Offshore and Polar Engineering Conference - ISOPE-99”, Brest – França, 1999.
- [8] Martins, M.R., “Amortecimento Potencial em Sistemas Flutuantes: “Wave Drift Damping”, Tese de doutoramento apresentado à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 1999;
- [9] Newman, J.N. , “The theory of ship motions”, Adv. Appl. Mech. 18, pp. 221-283, 1978;

- [10] Nishimoto, K., Kaster, F., Masetti, I.Q., Matsura, J., Aranha, J.A.P., “Full scale decay test of a tanker: field data and theoretical analysis”, Journal of Ocean Engineering, 1997;
- [11] Sclavounos, P.D., “On the diffraction of free surface waves by a slender ship”, Ph.D. thesis, MIT, 1981;
- [12] Sclavounos, P.D., “The slow drift wave damping of floating bodies”, 4th Intl. Workshop on Water Waves and Floating Bodies, Norway (ed. J.Grue), Department of Mathematics, University of Oslo, 1989;
- [13] Trassoudaine, D. & Naciri, M., “A comparison of a heuristic wave drift damping formula with experimental results”, submetido ao Applied of Ship Research, 1998;
- [14] Wickers, J.E.W., “On the low-frequency surge motions of vessels moored in high seas”. 14 th Annual OTC, Houston, Texas, 1982;
- [15] Wickers, J.E.W., “A simulation model for a single point moored tanker”, Publ. 797, Marin, Wageningen, The Netherlands, 1988;
- [16] Fucatu, C. H., “Desenvolvimento de um Simulador Dinâmico para Análise de Navios Amarrados”, tese de mestrado apresentada à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo;

7 APÊNDICE – ESTUDO DA LINGUAGEM DE PROGRAMAÇÃO C++

7.1 Introdução

A principal diferença entre as linguagens C e C++ é o tipo de programação. Neste apêndice, veremos os principais conceitos da programação orientada a objeto, como o estudo das classes, herança, encapsulamento e polimorfismo.

7.2 Características da programação orientada a objeto

Na tradicional, programação orientada a procedimentos, um programa descreve uma série de passos a serem realizados; isto é, um algoritmo. Na programação orientada a objetos, um programa descreve um sistema de objetos interagindo. É possível usar C++ como uma linguagem para procedimentos, no entanto, o programação orientada a objeto deixa o usuário usufruir de todos os recursos do C++.

A programação orientada a objeto envolve alguns conceitos-chave. O conceito mais básico é a abstração, que deixa mais fácil a programação de programas grandes. Outro conceito é o encapsulamento, que facilita a mudança e manutenção do código de programa. E finalmente, há o conceito de hierarquia de classes, uma ferramenta de classificação poderosa que pode fazer um programa ser facilmente estendido. Mesmo que você consiga aplicar esses conceitos usando qualquer linguagem, apenas as linguagens orientadas a objeto os suportam de forma explícita.

7.2.1 Abstração

“Abstração” é o processo de ignorar detalhes para se concentrar nas características principais. Uma linguagem de programação é tradicionalmente considerada de “alto-nível” se garante um alto grau de abstração. Por exemplo, considere dois programas que fazem a mesma tarefa, um escrito numa linguagem “assembly” e outro em C. O programa de linguagem “assembly” contém uma descrição extremamente detalhada do que o computador faz para realizar a tarefa, mas os programadores normalmente não estão preocupados com o que acontece nesse nível. O

programa em C dá uma descrição muito mais abstrata do que o computador faz, e esta abstração torna o programa mais claro e conciso.

Enquanto linguagens tradicionais permitem abstração, linguagens orientadas a objetos providenciam mecanismos de abstração muito mais poderosos. Para entender como, consideremos os diferentes tipos de abstração.

7.2.1.1 Abstração de processos

A forma mais comum de abstração é a “abstração de processos”, que permite ignorar detalhes sobre processos.

Há muitos níveis de abstração de processos. Por exemplo, é possível descrever o que um programa faz ainda com mais detalhes do que linguagens assembly fazem, listando cada passo que a CPU dá quando executa cada instrução da linguagem assembly. Por outro lado, um programa escrito numa linguagem macro de um aplicativo de um programa pode descrever uma tarefa dada num nível muito maior que o C faz.

Quando você escreve um programa numa linguagem dada, você não está restrito a usar o nível de abstração que a própria linguagem fornece. A maioria das linguagens permite escrever programas num nível maior que a abstração de processos, lançando mão das funções definidas pelo usuário (também conhecidas como procedimentos ou subrotinas). Escrevendo suas próprias funções, você define novos termos para expressar o que seu programa faz.

As funções deixam programas grandes mais fáceis de desenvolver permitindo a você pensar em termos de operação lógica, ao invés de comandos específicos da linguagem de programação.

7.2.1.2 Abstração de dados

Outro tipo de abstração é a “abstração de dados”, que permite ignorar detalhes de como o tipo de dados é representado.

Por exemplo, todos os dados do computador pode ser visto como números hexadecimais ou binários. No entanto, desde que a maioria dos programadores preferem

pensar em termos de números decimais, a maioria das linguagens permitem tipos de dados inteiros ou com ponto flutuante. Pode-se simplesmente digitar “3,1416” ao invés de bytes hexadecimais. Similarmente, o Basic fornece um tipo de dado “string”, que permite operações com “strings” intuitivamente, ignorando os detalhes de como eles são representados. Por outro lado, o C não permite a abstração de “strings”, fazendo você ter que lidar com a linguagem para manipular “strings” como uma série de caracteres ocupando locações consecutivas na memória.

A abstração de dados sempre envolve algum grau da abstração de processos. Quando são feitas operações de variáveis de um determinado tipo de dado, não se sabe o formato do dado, assim pode-se ignorar os detalhes de como as operações são realizadas naqueles tipos de dados. Como a aritmética de ponto flutuante é realizada em números binários não é algo com que programadores em C devem se preocupar.

7.2.2 *Classes*

Aqui é onde a programação orientada a objeto entra. As linguagens orientadas a objetos combinam as abstrações de processos e de dados, na forma de classes. Quando uma classe é definida, é descrito tudo sobre uma entidade de alto nível de uma vez. Usando um objeto dessa classe, pode-se ignorar os tipos prontos contidos na classe e os procedimentos usados para manipulá-los.

Considere uma classe simples: formas poligonais. Pode-se pensar em um polígono como uma série de pontos, que podem ser guardados como uma série de pares de números. No entanto, um polígono é conceitualmente muito mais do que a soma de seus vértices. Um polígono tem um perímetro, uma área, e uma forma característica. Você pode querer movê-lo, rodá-lo, ou refleti-lo. Dados dois polígonos, pode-se querer achar suas interseções ou sua união, ou ver se suas formas são idênticas. Todas essas propriedades e operações são perfeitamente possíveis sem nenhuma referência para qualquer entidade de baixo nível que pode fazer um polígono. Pode-se pensar em polígonos sem pensar nos números que podem ser guardados em um objeto polígono, e sem Ter que pensar sobre os algoritmos que os manipulam.

As classes podem também representar entidades que você normalmente não consideraria tipos de dados. Por, exemplo, uma classe pode representar uma árvore binária. Cada objeto não é simplesmente um nó na árvore, do jeito que uma estrutura em C é; cada objeto é uma árvore nele mesmo. É tão simples criar várias árvores binárias quanto criar uma. Mais importante, pode-se ignorar todos os detalhes supérfluos de uma árvore binária. Quais propriedades da árvore binária são realmente interessantes? A habilidade de rapidamente procurar por um item, adicionar ou apagar itens, e enumerar todos os itens numa determinada ordem. Não importa que estrutura de dados use, enquanto fizer as mesmas operações nela. Pode ser uma árvore implementada com nós e ponteiros, ou uma árvore implementada com um vetor, ou com uma estrutura de dados que nunca se ouviu falar.

Projetando um programa acerca de entidades abstratas que têm sua própria gama de operações, ao invés de usar estruturas de dados feitos de tipos prontos, você faz seu programa mais independente de detalhes de implementação. Isso nos leva para outra vantagem da programação orientada a objeto: o encapsulamento.

7.2.3 Encapsulamento

Encapsulamento é o processo de esconder o trabalho interno de uma classe para permitir ou reforçar abstração. Isto requer uma delicada distinção entre a interface de uma classe, que tem uma visibilidade pública, e sua implementação, que tem uma visibilidade privada. A interface de uma classe descreve o que uma classe pode fazer, enquanto sua implementação descreve como ela o faz. Esta distinção permite uma abstração expondo somente propriedades importantes de uma classe; um usuário vê um objeto em termos de operações que ele pode fazer, não em termos de sua estrutura de dados.

Às vezes, encapsulamento é definido como o ato de combinar funções e dados, mas isso pode ser mal interpretado. Pode-se juntar funções e dados numa classe e fazer todos os membros públicos, mas isso não é um exemplo de encapsulamento. Uma classe verdadeiramente encapsulada cerca ou esconde deus dados com suas funções, assim seus dados só são acessados chamando as funções.

Encapsulamento não é único da programação orientada a objeto. O princípio de esconder dados em programação tradicional tem a mesma idéia aplicada a módulos ao invés de classes. É prática comum dividir um programa grande em módulos, cada qual tem uma interface claramente definida de funções que outros módulos podem usar. O objetivo de esconder os dados é fazer cada módulo tão independente dos outros quanto possível. Idealmente, um módulo não tem conhecimento da estrutura de dados usada por outros módulos, e se refere a outros módulos apenas através de suas interfaces. O uso de variáveis globais ou estruturas de dados é tida como o mínimo para limitar a oportunidade dos módulos se afetarem.

Esconder dados traz um número de benefícios. Um deles é abstração, que foi descrito anteriormente; pode-se usar um módulo sem pensar como ele funciona. Outro é localidade, que significa que mudar uma parte do programa não requer mudanças para outras partes. Um programa com má localidade é muito frágil; modificando uma seção causa a quebra de outras seções, porque elas todas dependem uma da outra. Um programa com boa localidade é estável e mais fácil de manter; os efeitos de uma mudança estão confinados numa pequena parte do programa.

Um motivo comum para programadores quebrarem a convenção e acessarem uma estrutura de dados diretamente é que elas podem facilmente fazer uma operação que é inviável usando somente funções na interface. Uma classe bem projetada pode minimizar este problema se reflete nas propriedades importantes da classe. Enquanto nenhuma interface pode fazer todas as operações possíveis serem convenientes, é normalmente melhor proibir o acesso para a estrutura de dados interna da classe, mesmo que isto signifique um pedaço de código ineficiente ocasional. A pequena perda de conveniência é extremamente recompensada pela aumento da manutenção do programa que o encapsulamento fornece. Eliminando a necessidade de modificar a maioria dos módulos num programa grande quando uma mudança é feita, linguagens orientadas a objetos podem reduzir dramaticamente o tempo e esforço preciso para desenvolver novos sistemas e atualizar os existentes.

Mesmo que uma interface de uma classe mude no futuro, é ainda uma boa idéia usar uma classe encapsulada ao invés de estruturas de dados acessíveis. Na maioria dos casos, as mudanças para a interface pode ser formulada como adições para a interface

existente, provendo compatibilidade. Qualquer código que usa a interface velha ainda funciona corretamente. O código tem que ser recompilado, mas isso envolve somente tempo de computador, e não tempo do programador .

7.2.4 Polimorfismo

A habilidade de chamar membros de função por um objeto sem especificar o tipo exato do objeto é conhecido como polimorfismo. A palavra polimorfismo significa “a habilidade de assumir muitas formas”, referindo à habilidade de ter um simples comando invocando diferentes funções.

7.2.5 Hierarquia de classes

Uma propriedade da programação orientada a objeto que não é encontrada sempre nas programações tradicionais é a habilidade de definir uma hierarquia de tipos. Em C++ pode-se definir uma classe como um subtipo, ou categoria especial, de outra classe derivando-a desta classe. Também é possível expressar similaridades entre classes, ou defini-las como subcategorias de uma única categoria principal, derivando-as da classe base. Por outro lado, a linguagem trata todos os tipos como totalmente independentes uma da outra.

Identificar uma classe base comum para várias classes é uma forma de abstração. Uma classe base é um jeito alto-nível de ver estas classes. É especificado o que as classes derivadas tem em comum, assim pode-se concentrar nas características compartilhadas e ignorar suas características individuais. Esta técnica de abstração permite visualizar entidades em termos de um pequeno grupo de categorias ao invés de um grande número. Esta técnica é freqüentemente usada no pensamento cotidiano; por exemplo, é mais fácil pensar “mamíferos” ao invés de “leões, tigres, ursos...” e “ursos” do que “urso panda, urso negro, urso polar...”

Portanto uma classe base é uma generalização de um grupo de classes, uma classe derivada é uma especialização de outra classe. Uma classe derivada identifica um subtipo de um tipo previamente reconhecido, e o descreve em termos de características

adicionais. Por exemplo, leões são mamíferos, mas eles também tem certas características não encontradas em todos os mamíferos.

Há dois benefícios práticos de definir uma hierarquia de classes: a classe derivada pode dividir o código da classe base, ou ela pode dividir a interface da classe base. Esses dois benefícios não se excluem mutuamente, apesar de que uma hierarquia projetada para a reutilização do código freqüentemente tem características diferentes daquele projetado para dar uma interface comum.

Resumindo, as classes fornecem o alicerce para a abstração, encapsulamento, e hierarquias. As classes são um mecanismo para definir um tipo de dado abstrato com todas as operações acompanhantes. As classes podem ser encapsuladas, compartilhando seu programa e aumentando sua localidade. Finalmente, classes podem ser organizadas em hierarquias, mostrando suas relações umas com as outras enquanto minimiza o código redundante.