

RICARDO SOBRAL

APLICACAO DE TANQUES DE COMPENSACAO EM "U"
PARA REDUCAO DE MOVIMENTO DE UM CASCO DE DRAGA

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

São Paulo

1995

RICARDO SOBRAL

APLICACAO DE TANQUES DE COMPENSACAO EM "U"
PARA REDUCAO DE MOVIMENTO DE UM CASCO DE DRAGA

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

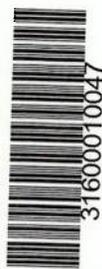
Área de Concentração:
Engenharia Naval e Oceânica

Orientador:
Prof. Doutor Kazuo Nishimoto

São Paulo

1995

DEDALUS - Acervo - EPMN



SUMÁRIO

Lista de Tabelas

Lista de Figuras

Lista de Símbolos

Resumo

"Abstract"

1	INTRODUÇÃO	1
2	OPERAÇÃO DE DRAGAGEM	5
2.1	Dragagem	5
2.2	Seleção do sistema de dragagem	6
2.3	Classificação das dragas	8
2.3.1	Dragas mecânicas	8
2.3.2	Dragas hidráulicas	10
2.3.2.1	Dragas de sucção com desagregador	13
3	OPERAÇÃO DE UMA DRAGA DE SUCÇÃO COM DESAGREGADOR	19
3.1	Medida de desempenho	21
3.2	Problemas de operação com fixação por pilar	22
3.3	Operação com fixação por amarração	24
3.4	Concepções alternativas de fixação com pilar ...	26
4	COMPORTAMENTO DA EMBARCAÇÃO EM ONDAS	30
4.1	Equações de movimento para uma embarcação em ondas regulares	30
4.1.1	Equações básicas de movimento	32
4.1.2	Movimento em ondas regulares	34
4.1.3	Coefficientes das equações de movimento	37
4.2	Métodos de obtenção do movimento de embarcações	42
4.3	Funções de transferência de movimento	49

5	SISTEMAS DE ESTABILIZAÇÃO DE EMBARCAÇÕES	57
5.1	Sistemas de movimentação de sólido e Giroscópio	60
5.2	Fólios ativos	61
5.3	Tanques de compensação	63
6	TEORIA PARA TANQUES DE COMPENSAÇÃO TIPO "U"	66
6.1	Introdução	66
6.2	Equação de movimento para o fluido no tanque ...	69
6.3	Equações acopladas de movimento para uma embarcação com tanque	74
6.4	Frequência natural e amortecimento do tanque ...	78
7	DIMENSIONAMENTO DE TANQUES PASSIVOS DE ESTABILIZAÇÃO	80
7.1	Requisitos básicos	80
7.2	Efeito das dimensões do tanque na frequência natural	83
7.3	Variação do momento estabilizador máximo	84
7.4	Efeito na perda de estabilidade	85
7.5	Efeito do amortecimento do tanque	85
8	APLICAÇÃO NA EMBARCAÇÃO	87
8.1	Resultados obtidos para o tanque de <i>roll</i>	89
8.2	Dimensionamento do tanque de compensação para movimento de <i>pitch</i>	94
9	CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES	98
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	103
	APÊNDICE A - DETERMINAÇÃO DOS COEFICIENTES HIDRODINAMICOS E FORÇAS DE EXCITAÇÃO EM UMA EMBARCAÇÃO	A1
	APÊNDICE B - MODELO TEÓRICO DO ABSORVEDOR DINAMICO DE VIBRAÇÃO	B1

LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1 - Coeficientes Nulos nas Equações de Movimento	40
Tabela 4.2 - Características Geométricas da Draga Lígia	. 50
Tabela 6.1 - Matriz de Massa da Embarcação com Tanque ...	75
Tabela 6.2 - Matriz de Amortecimento da Embarcação com Tanque	76
Tabela 6.3 - Matriz de Restauração da Embarcação com Tanque	76

LISTA DE FIGURAS

2.1	Operação de uma Draga Mecânica Típica	9
2.2	Operação de uma Draga de Sucção com Porão	12
2.3	Ilustração de uma Draga de Sução com Desagregador ..	13
3.1	Operação de uma Draga Hidráulica de Sucção com Desagregador	20
3.2	Arranjo Esquemático das Configurações de Amarração Utilizadas	26
3.3	Concepção Alternativa Flexível de Fixação de uma DHSD com uma Mola entre o Casco e o Pilar	28
3.4	Concepção Alternativa de Fixação com Quadro Retrátil entre o Casco e o Pilar	29
4.1	Sistemas de Coordenadas e Definição do Movimento ...	31
4.2	Aceleração do Elemento δm em relação ao sistema $G_{x_B1 \times B2 \times B3}$	33
4.3	Histórico no Tempo da Depressão de Onda, Força de Excitação e Movimento em Ondas Regulares	36
4.4	Oscilação de um Casco em <i>Heave</i>	41
4.5	Relação entre Esforço e Deslocamento em <i>Heave</i>	42
4.6	Geometria e Dimensões Principais da Draga Lígia	50
4.7	Modelo Geométrico da Superfície do Casco	51
4.8	Função de Transferência do Movimento de <i>Surge</i>	52
4.9	Função de Transferência do Movimento de <i>Sway</i>	53
4.10	Função de Transferência do Movimento de <i>Heave</i>	53
4.11	Função de Transferência do Movimento de <i>Roll</i>	54
4.12	Função de Transferência do Movimento de <i>Pitch</i>	54
4.13	Função de Transferência do Movimento de <i>Yaw</i>	55
5.1	Sistema de Fólio Ativo e Retrátil	62
5.2	Tanques de Inundação com Furos Externos	64

6.1	Movimento do Fluido em um Tanque em U	66
6.2	Desenho Esquemático do Corte do Tanque em "U"	70
6.3	Esforços Externos Aplicados ao Tanque	73
6.4	Acelerações do Fluido em um Tanque	78
7.1	Características do Momento Estabilizador	81
7.2	Efeito das Dimensões do Tanque na Frequência Natural	82
7.3	Amplitude do Momento Estabilizador em função da Posição Vertical do Tanque	84
7.4	Efeito do Amortecimento na função de Transferência .	86
8.1	Função de Transferência do Movimento de <i>Roll</i> Acoplado em Função do Período Natural do Tanque	92
8.2	Função de Transferência do Movimento de <i>Roll</i> Acoplado em Função da Superfície Livre do Tanque	92
8.3	Função de Transferência do Movimento de <i>Roll</i> Acoplado em Função da Massa do Tanque	93
8.4	Função de Transferência do Movimento de <i>Roll</i> Acoplado em Função da Posição Vertical do Tanque	93
8.5	Função de Transferência do Movimento de <i>Roll</i> Acoplado em Função do Amortecimento do Tanque	94
8.6	Função de Transferência do Movimento de <i>Pitch</i> Acoplado em Função do Período Natural do Tanque	96
8.7	Função de Transferência do Movimento de <i>Pitch</i> Acoplado em Função da Massa do Tanque	97
8.8	Função de Transferência do Movimento de <i>Pitch</i> Acoplado em Função do Amortecimento do Tanque	97

LISTA DE SÍMBOLOS

- a_{ij} coeficiente de massa ou inércia adicional na direção i devido ao movimento na direção j
- A_i área projetada ou momento de área na direção i
- A_{ij} coeficiente de massa ou inércia total na direção i devido ao movimento na direção j
- b_{ij} coeficiente de amortecimento potencial na direção i devido ao movimento na direção j
- b_{vii} coeficiente de amortecimento viscoso na direção i
- c_{ij} coeficiente de restauração hidrostática na direção i devido ao movimento na direção j
- C_D coeficiente de arrasto
- f relação entre frequências naturais de dois sistemas
- F_K força de Froude-Krilov
- F_S força devido à perturbação do escoamento
- F_i esforço na direção i
- F_{ω_i} esforço de ondas na direção i
- $F_{\omega_{i0}}$ amplitude de esforço de onda na direção i
- g aceleração da gravidade
- G centro de gravidade
- G_o posição média do centro de gravidade
- GM_t altura metacêntrica transversal
- GM_l altura metacêntrica longitudinal
- h_r nível d'água do reservatório
- h_d altura do duto
- I_{44} , I_{55} e I_{66} inércia de massa da embarcação
- I_{45} , I_{46} e I_{56} inércia dos produtos
- k número de onda = ω^2/g
- K relação entre massa adicional e deslocamento do corpo

L comprimento genérico
 m massa da embarcação em ton
 m_t massa de fluido no tanque
 n largura do tanque perpendicular ao eixo y
 P pressão de fluido
 q coeficiente de resistência
 Q_t inércia da superfície livre do tanque
 r_d posição vertical do duto em relação ao centro de gravidade
 $R_{x_1x_1}, R_{x_2x_2}, R_{x_3x_3}$ raios de giração da embarcação em relação aos eixos x_1, x_2, x_3
 $R_{x_1x_2}, R_{x_2x_3}, R_{x_1x_3}$ raios de giração cruzados da embarcação
 t tempo em segundos
 T período de ondas
 U velocidade uniforme de escoamento
 v velocidade do fluido no tanque
 v_r velocidade do fluido nos reservatórios
 V volume do corpo
 x_{ai} amplitude de movimento inicial
 x_i movimento da embarcação na direção i
 \dot{x}_i velocidade da embarcação na direção i
 \ddot{x}_i aceleração da embarcação na direção i
 x_i' movimento de um ponto da embarcação na direção i
 x_{io} amplitude de movimento na direção i
 (x_{B1}, x_{B2}, x_{B3}) coordenadas de um ponto na embarcação em relação aos eixos x_{B1}, x_{B2}, x_{B3}
 x_t comprimento do tanque na direção longitudinal da embarcação
 Y força externa ao tanque por unidade de massa
 Y_{LA} força por unidade de massa na direção y

z diferença de cotas do nível do fluido no tanque
 w distância entre os pontos médios da superfície livre dos reservatórios
 w_r largura do reservatório
 w_d largura do duto
 δ_i ângulo de fase do movimento na direção i
 ε fase de onda
 ε_{t1} fase de movimento do tanque
 ε_{t2} fase do momento do tanque
 Φ função potencial de velocidades
 Φ_1, Φ_2 ângulos do fluido no tanque
 γ_i ângulo de fase do esforço de excitação na direção i
 η_t coeficiente de amortecimento do tanque
 λ comprimento de onda
 μ relação de massas ou inércias de dois sistemas
 μ_t perda relativa de altura metacêntrica
 ω frequência de onda
 ω_{ni} frequência natural para direção i
 ω_t frequência natural do tanque
 ξ depressão de onda
 ξ_o depressão de onda na origem
 ρ densidade de massa
 ρ_t densidade de massa do fluido no tanque
 τ ângulo do tanque
 τ_o amplitude do ângulo

AGRADECIMENTOS

Ao Professor Doutor Kazuo Nishimoto pela orientação, diretrizes e permanente incentivo e apoio à realização deste trabalho.

Aos familiares pela colaboração, estímulo e compreensão.

RESUMO

A operação de dragagem ganhou na última década uma crescente importância com o advento das questões ecológicas, com a necessidade de construção de emissários submarinos de esgoto para fora da costa, na navegação, na desobstrução de vias, tanto na área fluvial como marítima, e no auxílio à despoluição e limpeza de rios. De maneira geral as embarcações de dragagem utilizadas para operação fluvial não se aplicam para operações marítimas sob ação de ondas devido às consideráveis amplitudes de movimento do casco.

O objeto deste estudo é analisar a viabilidade de se utilizar um sistema de compensação de movimento (tanque de compensação) em uma embarcação de dragagem fluvial para aplicação em águas costeiras não abrigadas. A análise é feita através da determinação do comportamento em ondas da embarcação e do sistema acoplado embarcação tanque de compensação.

O comportamento em ondas da embarcação com a análise dinâmica de movimentos foi feito no domínio da frequência, com a discretização geométrica da superfície do casco e cálculo dos coeficientes hidrodinâmicos e forças de excitação através da técnica de distribuição de fontes tri-dimensional. Os resultados indicam amplitudes de movimento consideráveis para o caso de movimentos de *roll* e *pitch* da embarcação isolada.

Para análise de desempenho do tanque, em termos de redução de movimento, algumas variações paramétricas da geometria foram estudadas. Constata-se que, além do fatores geométricos, o amortecimento do tanque possui também papel

significativo na determinação da curva de resposta de movimento.

A análise de movimento da embarcação com o tanque de compensação, pode ser feita a partir do modelo anterior, com a inclusão da equação de movimento do tanque e termos adicionais nas equações de movimento. Estes termos representam o acoplamento do tanque com os graus de liberdade de movimento da embarcação. Considerando o sistema acoplado, embarcação e tanque de compensação, obtém-se reduções consideráveis de movimento.

Por fim, conclue-se que o modelo de tanque em "U" estudado é eficiente para o caso de movimento de *roll*. Para o caso de movimento de *pitch*, a solução é inviável em termos de massa adicionada à embarcação.

ABSTRACT

Dredging operation has been greatly improved over the last ten years and is today subject of interest for both ecological aspects and river or maritime navigation.

In general, dredging vessels for river applications are not proper for coastal or offshore operation under the action of waves. In such conditions hull amplitude motions increases causes serious problems.

The aim of this study is to analyse the viability of using motion compensation systems in a typical river hydraulic suction dredge, to be operated in coastal applications. The system to be adopted is an "U" tube tank. The analysis is done through the dynamic behaviour determination of the vessel in waves.

The vessel dynamic behaviour in waves is made in the frequency domain, and geometry discretization of the hull surface was carried out, to obtain hidrodynamics coeficients and excitation forces through a 3D distribution of sink-sources method.

The analysis results indicated considerable motion amplitudes in the cases of *roll* and *pitch* for the vessel itself. The inclusion of the compensating system causes amplitude motions reductions up to 50%.

Parametric variation in tank geometry was made in order to obtain an optimum configuration and most important parameters in motion reduction. Beyond geometric parameters the tank damping represents an important parameter in determining motion responses.

1. INTRODUÇÃO

A dragagem é definida como sendo a remoção de material do solo sob a água e o transporte deste para uma área de despejo onde não haja problemas de acúmulo de material.

A dragagem teve seu início em atividades ligadas à mineração, em rios com baixas lâminas d'água e progrediu com a diversificação de tarefas como a remoção de material assoreado em rios, manutenção de canais portuários e vias de navegação etc.

Com a diversificação das tarefas executadas desenvolveram-se também os tipos de dragas, que passaram de mecânicas de baixa produtividade no início à dragas hidráulicas de ciclo contínuo e maior eficiência a partir de 1890.

Inicialmente, as dragas foram desenvolvidas para aplicações fluviais e em águas costeiras abrigadas de baixa profundidade e sem ondas, constituindo-se de cascos em forma de barcaças convencionais de fundo chato. Os aspectos de comportamento em ondas e resposta às condições ambientais não eram, portanto, levados em consideração no projeto de tais embarcações.

Com a evolução da capacidade dos navios e da necessidade do aumento da infra-estrutura portuária, no aspecto de calado, fez-se necessária a operação de dragas para manutenção e edificação de canais portuários, atuando as dragas então sob condições de vento, ondas e correnteza mais significativos. Estes fatores levaram ao incremento das dimensões das embarcações de dragagem, em especial das

hidráulicas de sucção, próprias para este tipo de tarefa.

A partir de 1970, o crescimento populacional das grandes cidades e a preocupação com os aspectos ambientais nas regiões costeiras tornaram necessária a instalação de emissários submarinos de esgoto para fora da costa. Na mesma época houve um extraordinário avanço das atividades de navegação marítima, com a necessidade de operação de dragas para manutenção de vias de navegação e canais de aproximação. Faz-se necessário então o desenvolvimento de embarcações de dragagem de grande porte, com o casco de forma a atingir os requisitos para operação sob condições mais severas de vento, ondas etc.

Para se atingir um bom desempenho de dragas em condições razoavelmente severas de vento e ondas, alguns problemas técnicos de operação devem ser analisados. De maneira geral os problemas críticos da embarcação são ocasionados pelo movimento desta. Para se amenizar estes problemas pode-se utilizar de concepções modernas de cascos, próprias para operação sob condições de onda, desenvolvidos pela tecnologia offshore como, por exemplo, o casco semisubmersível.

No que se refere à operação costeira, as embarcações de grande porte com cascos em forma convencional apresentam restrições em função do calado. Além deste fator, há o problema do custo e disponibilidade no Brasil de embarcações próprias para esta operação. Uma opção, em geral adotada, é a draga hidráulica de sucção com desagregador, limitando-se a operação para certas condições meteorológicas.

No caso em estudo, considera-se uma draga hidráulica de

sucção com desagregador (DHSD), com dimensões compatíveis com as existentes no mercado nacional, projetada para utilização fluvial e que deverá ser adaptada para operação marítima na região costeira do litoral Brasileiro próximo a São Vicente. Atuando nesta região a draga (Lígia) enfrenta espectro de ondas com frequência na faixa da frequência natural da mesma com conseqüente amplificação de oscilação em algumas direções de movimento. As amplitudes elevadas de movimento ocasionam impactos nos diversos componentes da draga e eventuais danos à estrutura da embarcação. Nestas condições a operação da draga é interrompida.

A solução que será estudada para redução de movimento, sem que haja modificação do casco, baseia-se em sistemas de compensação de movimento tradicionalmente utilizados em embarcações comerciais de passageiros ou navios militares. Este tipo de solução não é tão eficiente quanto a mudança na forma do casco para uma concepção moderna ou a utilização de dragas de maior porte com cascos em forma de navios convencionais, porém, é menos onerosa.

Considerando os problemas citados analisa-se neste estudo o desempenho de tanques passivos de compensação para minimização de movimento. O modelo a ser adotado é o de um tanque do tipo "U" que é fisicamente viável de adaptação à draga.

A proposta do presente trabalho é efetuar um estudo do comportamento dinâmico da embarcação em ondas, sem o tanque de compensação e analisar o desempenho em termos de movimento com a inclusão do tanque, variando-se os parâmetros geométricos do mesmo.

No capítulo 2 será apresentada uma descrição dos equipamentos de dragagem e dos fatores que influenciam na sua escolha. Mostra-se também a classificação das dragas e os tipos de dragas hidráulicas de sucção.

O capítulo 3 detalha a operação de uma draga hidráulica de sucção com desagregador.

No capítulo 4 colocam-se os problemas de comportamento de uma DHSD junto com a equação dinâmica da embarcação em ondas. Lista-se também as características da embarcação e os resultados das funções de transferência de movimento obtidas.

Os sistemas de estabilização de movimento e os tipos de tanques passivos de compensação mais utilizados são tratados no capítulo 5.

O capítulo 6 detalha o desenvolvimento teórico de tanques passivos de compensação em "U" com derivação das equações de movimento acopladas da embarcação com tanques de compensação.

O capítulo 7 detalha o dimensionamento do tanque e o efeito deste no comportamento da embarcação em ondas.

No capítulo 8 são mostrados os resultados de movimento com a variação dos parâmetros geométricos do tanque para *roll* de forma a validar-se o modelo teórico adotado. Analisa-se também a aplicação de tanques para movimento de *pitch* nas dragas com o dimensionamento do tanque que atenda às características geométricas da embarcação e otimize a curva de movimento.

O capítulo 9 apresenta as conclusões e recomendações para trabalhos futuros.

2. OPERAÇÃO DE DRAGAGEM

2.1. DRAGAGEM

Dragagem pode ser definida como sendo a remoção de material do solo sob a água e o transporte deste de um ponto para outro, podendo ser realizada em águas fluviais ou marítimas.

A dragagem fluvial tem como objetivo a remoção de material acumulado por assoreamento em vias de navegação, ou deslocamento de material em atividades ligadas à mineração.

A dragagem marítima ocorre em geral em áreas protegidas da costa em edificações portuárias, manutenção de canais, etc. Pode também ocorrer em áreas não protegidas em atividades offshore, na manutenção de vias de navegação e na abertura de canais para tubulações que se estendam para fora da costa.

A execução da dragagem é feita através de um sistema composto de uma embarcação posicionada estacionariamente e de um equipamento que executa a retirada do material do solo sob a água.

A tarefa da embarcação é suprir flutuabilidade para o equipamento que executa a dragagem e manter o equipamento na posição desejada. O equipamento de dragagem executa a tarefa de escavação e elevação do material do fundo à superfície, para posterior remoção do local. A elevação do material pode ser feita de maneira hidráulica ou mecânica.

A remoção do material dragado do local pode ser feita pela própria embarcação, por embarcações auxiliares do tipo

balsa ou por intermédio de tubulações flutuantes.

2.2 SELEÇÃO DO SISTEMA DE DRAGAGEM

Para execução da tarefa de dragagem há uma grande variedade de sistemas em termos de tipos e capacidade de dragagem.

Todos os fatores que determinam a seleção do sistema de dragagem podem ser analisados após a investigação do local. O objeto de investigação do local trata da coleta de dados sobre propriedades do solo e outras condições na área a ser dragada. Com esses dados, a viabilidade, o custo e o planejamento do trabalho de dragagem podem ser estabelecidos. A investigação do local pode consistir de :

- Análise hidrográfica : Dados batimétricos, vento, correntes, variações "tidal" etc;
- Análise geográfica : Determinação da estratificação do solo e do tipo de solo (compacto ou não);
- Análise granulométrica do solo : A análise pode ser feita em laboratórios através dos seguintes parâmetros:
 - Tamanho de grão e forma (transporte hidráulico);
 - Permeabilidade (desempenho hidráulico);
 - Densidade;
 - Resistência ao cisalhamento (ferramenta de corte);
 - Limite de plasticidade (transporte hidráulico);
 - Conteúdo de matéria orgânica.

A escolha do tipo correto de sistema é de grande importância para se obter uma dragagem eficiente. Além de se escolher o tipo de sistema que melhor se encaixa em determinada tarefa, deve-se garantir que este tenha a capacidade adequada. Isto não é sempre simples. A razão para qual é que as circunstâncias que ocorrem durante uma operação de dragagem não são constantes. Muitos parâmetros podem variar, resultando em mudanças no desempenho do sistema. Deve-se, portanto, fazer uma análise dos parâmetros que variam durante o processo e a influência destes no serviço executado.

Antes de se considerar as dragas e equipamentos propriamente, deve-se, primeiramente, examinar a tarefa que se irá executar com o levantamento dos seguintes dados :

- Definição da Tarefa
 - Tipo de serviço (manutenção, edificação etc.);
 - Quantidade de material a ser removido;
 - Tempo disponível;
 - Profundidade de dragagem e distância à área para remoção;
 - Largura do canal a ser dragado.

- Condições ambientais e de solo:
 - Ondas, correnteza, vento, temperatura;
 - Acesso à área pelo equipamento;
 - Posição da área de dragagem;
 - Incidência de intempéries.

- Disponibilidade de Equipamento:
 - Custos.

- Características do Solo (influências):
 - Tipo de equipamento para escavação;
 - Desempenho de Sucção e transporte hidráulico;
 - Desempenho no perfil do canal dragado.

2.3 CLASSIFICAÇÃO DAS DRAGAS

Certos tipos de dragas são mais adequadas para serviços de manutenção e outras para edificações. Dragas de maior porte podem operar com um custo unitário baixo em relação à dragas de pequeno porte, mas podem ser restritas a operar em áreas específicas em função do calado.

As dragas podem ser classificadas em dois tipos básicos em função da operação desta. Podem ser mecânicas ou hidráulicas.

2.3.1 DRAGAS MECÂNICAS

As dragas mecânicas se caracterizam pela elevação do material do fundo à superfície através de um recipiente móvel de maneira mecânica.

As dragas mecânicas consistem, em geral, de um casco em forma de balsa sobre o qual é montado um guindaste com uma lança e caçamba para elevação do material do solo. Este sistema possui portanto um ciclo de baixa eficiência para retirada de material a ser dragado. Além de elevar o material, a caçamba também executa a escavação do material do solo tendo baixa penetração no caso de solos compactos. Por limitação geométrica de alcance da lança a embarcação só

opera em baixas lâminas d'água. A figura 2.1 ilustra uma draga mecânica típica em operação.

Pode ainda ser constituída de uma esteira de bacias, ao invés do guindaste, com movimento contínuo entre o solo a ser dragado e a superfície d'água. Já neste caso o ciclo é contínuo e, portanto, de maior eficiência em relação ao caso com guindaste.

As dragas mecânicas não possuem propulsão própria sendo incapazes de transportar o material a ser dragado. O transporte é em geral feito através de comboio de balsas empurradas. São utilizadas, na maioria das vezes, na mineração. Possuem porém um custo de manutenção relativamente baixo.

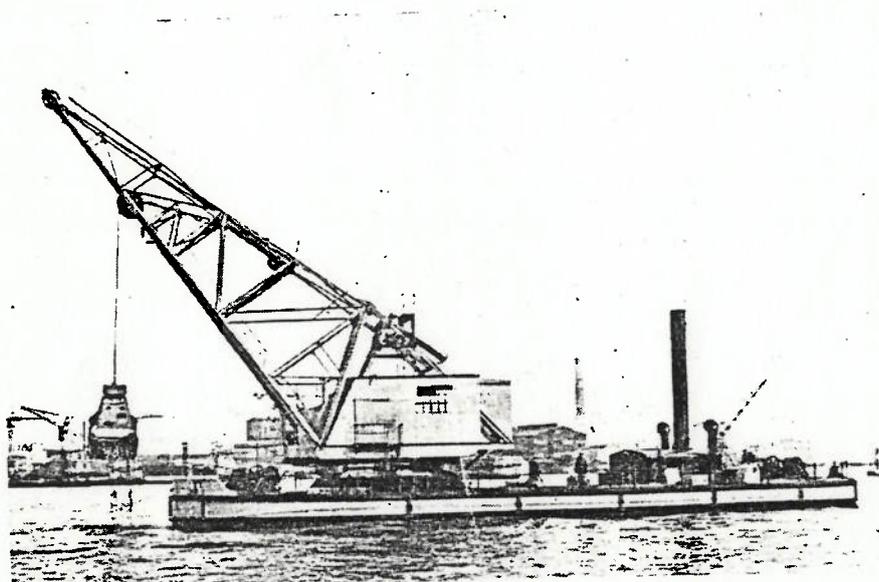


Figura 2.1 - Operação de uma Draga Mecânica Típica

2.3.2. DRAGAS HIDRÁULICAS

As dragas hidráulicas surgiram no final do século XIX e tiveram seu desenvolvimento mais notável a partir de 1930 em função do desenvolvimento simultâneo dos motores diesel. As dragas hidráulicas se caracterizam pela elevação do material do fundo até a superfície de maneira hidráulica por sucção.

Consistem basicamente de uma unidade com a tarefa de escavar e elevar (por sucção) o material do fundo para posterior transporte até a área de despejo. O transporte do material pode ser feito por uma tubulação flutuante, pela própria draga em porções ou por uma balsa auxiliar.

O material a ser dragado é primeiramente desintegrado através de perfuradores ou por jato d'água sendo então misturado à água e succionado por bombas em uma tubulação de aspiração como fluido. Possuem dessa forma um ciclo contínuo e de alta eficiência.

De maneira geral, este tipo de draga é constituído das seguintes unidades básicas:

- Bombas para sucção e requalque do material a ser dragado;
- Equipamento para desintegração do solo (desagregador);
- Sistema para acionamento do equipamento de desintegração;
- Sistema de movimentação: Propulsão ou locomoção por meio de estacas fixadas ao solo.

As dragas hidráulicas são utilizadas de maneira bastante versátil. Podem ser operadas para melhoria de

canais e edificação de portos, remoção de terra em aterros, na mineração etc.

Os três tipos básicos de dragas hidráulicas de sucção são a draga de sucção plena, a draga com porção ("hopper") e a draga de sucção com desagregador.

A draga de sucção plena remove o material a ser dragado sem que haja interação com o solo por meio mecânico. A remoção é feita por sucção apenas, sendo que em alguns casos jatos d'água são aplicados ao solo para agitação do material obtendo-se ganho de produção. Não é portanto viável para solos com uma grande quantidade de material consistente. O material é, após escavado, succionado até a superfície transportado por tubulações flutuantes ou por balsas.

As dragas de sucção plena possuem um casco em forma de balsa não se aplicando a mares com ondas superiores a 1m dependendo das dimensões do casco. Possui uma caixa retangular aberta no fundo e com largura próxima à boca da embarcação que funciona como coletor para sucção do material do fundo. A caixa de sucção é movimentada através de cabos, sendo ligada à embarcação por uma tubulação flexível.

O perfil do fundo obtido com este tipo de draga é irregular. A draga de sucção plena é geralmente aplicada para remoção de areia de ventos em áreas razoavelmente abrigadas.

A draga de sucção plena não possui propulsão própria podendo tornar-se um obstáculo em portos.

A draga "hopper" é uma draga mais complexa em termos de equipamentos que são montados sobre um casco convencional de grande porte podendo operar sob condições mais severas de

vento e onda.

O material escavado é succionado por uma ou mais linhas de sucção flexíveis e lançado a um porão com uma abertura no fundo. Após dragado o material é transportado pela própria draga, que possui propulsão própria, e despejado em locais de maiores profundidades. Em alguns casos pode-se bombear o material para terra por intermédio de tubulação flutuante.

A draga "hopper" pode operar com material de baixa coesão em lâminas d'água elevadas facilmente. No caso de solos compactos pode-se utilizar equipamentos mecânicos para desagregação do solo, limitando-se porém neste caso a profundidade de operação. A figura 2.2 ilustra a operação de uma draga de sucção "hopper". Este tipo de draga é altamente eficiente para afundamento e manutenção de vias de navegação e canais de aproximação em portos.

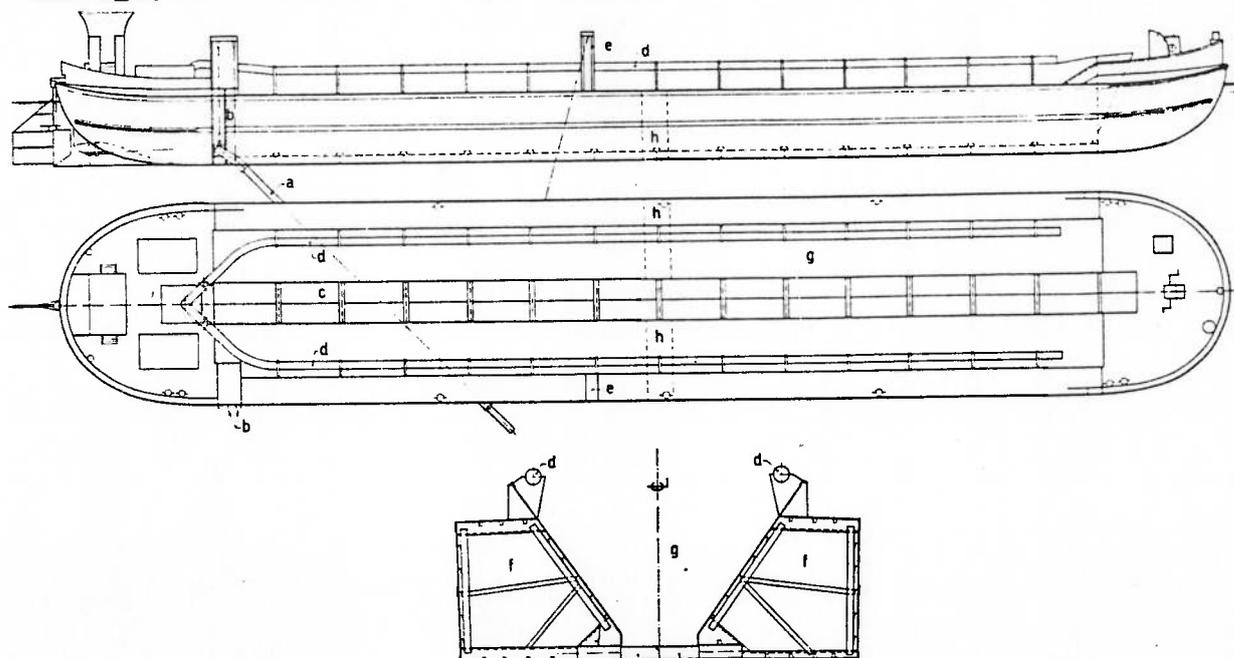


Figura 2.2 - Operação de uma Dragas de Sucção com Porão

O terceiro tipo de draga hidráulica de sucção é descrito em um sub-tópico a seguir.

2.3.2.1 DRAGAS HIDRAULICAS DE SUCÇÃO COM DESAGREGADOR

As dragas hidráulicas de sucção com desagregador (DHSD) surgiram a mais de um século nos EUA.

A draga é formada por um casco em forma de balsa sobre o qual é montada na região de proa uma ferramenta mecânica do tipo de uma broca para desagregação do solo. A ferramenta para desagregação (desagregador) diferencia a DHSD das outras dragas por possibilitar a escavação de solos razoavelmente compactos.

O material dragado é succionado por uma única tubulação de sucção com entrada posicionada logo atrás do desagregador sendo elevado até a superfície. A partir deste ponto o material é transportado hidráulicamente pela tubulação flutuante.

A draga não possui sistema propulsivo sendo que se movimenta através de dois pilares localizados na popa. A figura 2.3 ilustra uma DHSD típica.

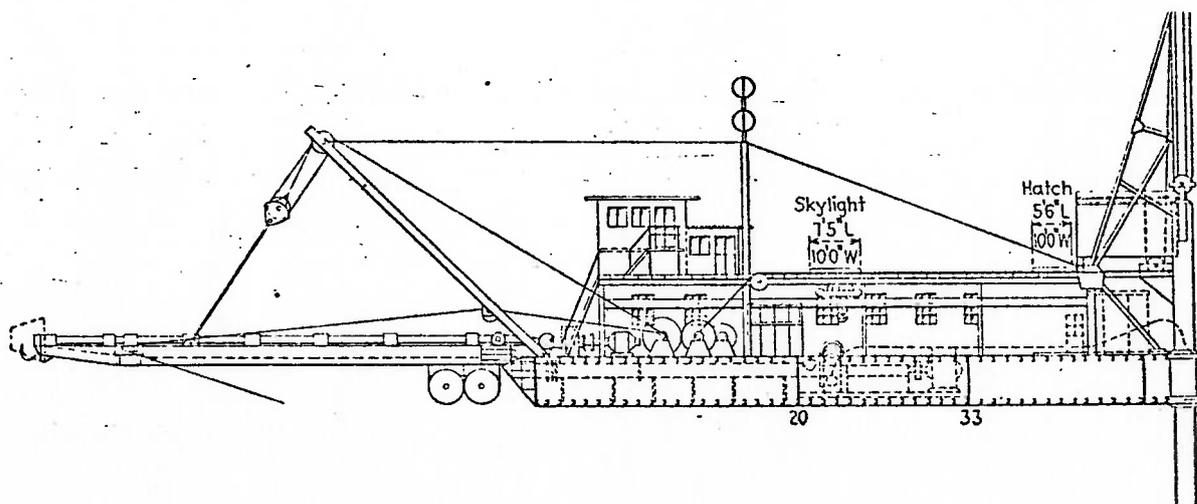


Figura 2.3 - Draga Hidráulica de Sucção com Desagregador

Desde o início de sua operação a DHSD vem sofrendo implementações, mas funcionalmente mantém as mesmas características. A draga é composta das unidades básicas descritas a seguir :

- Bomba Principal

A bomba principal, centrífuga, tem a tarefa de succionar o material do solo misturado com líquido até a superfície d'água, e então, bombear a mistura através de uma tubulação de descarga;

A bomba principal é o coração da draga. Todas as outras unidades são projetadas de forma a suprir a capacidade da bomba.

A bomba deve operar com uma grande variedade de matérias, desde areia fina a sedimentos com grande granulometria, rochas e lixo. Deve ser posicionada no casco de forma a se ter fácil acesso para manutenção e limpeza devido a possíveis obstruções e à abrasão a qual é submetida.

Estruturalmente deve ser reforçada em função de golpes causados por choques de material na tubulação de entrada. Deve possuir uma curva característica de forma que a pressão cresça com a queda de velocidade. O requisito de potência para a bomba é função do comprimento da linha, elevação e tipo de material a ser bombeado. As velocidades mínimas na tubulação variam com o tipo de material. A potência da bomba, para uma certa condição, é diretamente proporcional ao diâmetro da tubulação. O controle de velocidade também deve ser levado em consideração em função da condição de operação (profundidade, vazão). As bombas, em geral, operam

com uma variação de 20% na faixa de velocidade.

- Desagregador

O desagregador é uma ferramenta do tipo broca com um eixo e uma cabeça com movimento giratório. A cabeça possui pás em forma espiral para corte do solo a ser escavado e para forçá-lo no sentido da entrada da tubulação de sucção. Em condições extremas de dragagem as pás podem ter forma de dentes para se ter ganho na capacidade de perfuração.

O desagregador descreve um movimento de arco em um plano horizontal e outro no plano vertical definindo assim uma área de varredura para escavação do solo.

- Lança

A lança é uma estrutura rígida em quadro treliçado, suspensa em uma extremidade por um par de articulações na proa da embarcação e na outra extremidade por cabos passantes em uma estrutura em forma de "A" fixa ao casco.

A lança é construída de material pesado tendo a função de sustentar o eixo do desagregador e a tubulação de sucção. A estrutura possui movimento vertical em arco com centro na proa. A área e a forma da estrutura variam com o tipo de dragagem requisitado.

- Quadro em "A"

O quadro em "A" é o elemento de apoio da lança de dragagem. Pode ser parte de uma treliça rígida ou articulada na sua base e sustentada por cabos.

O quadro em "A" é posicionado na extremidade da proa formando ângulo com o plano do convés. Os maiores esforços na sua estrutura são induzidos por paradas súbitas com o freio da lança de dragagem.

- Pilares

Os pilares são estruturas cilíndricas vazadas com uma das extremidades afinadas de forma a se obter maior penetração no solo.

Os pilares são localizados na popa do casco tendo a função de fixação e locomoção da draga. Possuem movimento vertical deslizando dentro de um anel e podendo ser elevados em sua quase totalidade acima do convés da embarcação.

- Guincho

Todos os movimentos da draga são feitos através do guincho. Este é utilizado para erguer e baixar pilares e a escada, para mover a draga sobre o perfil de dragagem e para sustentar os cabos de amarração quando utilizados. Quando a draga esta em operação deve desenvolver uma força capaz de suprir os esforços sobre as pás do desagregador.

Os requisitos de potência são função de :

- Peso dos pilares;
- Peso da escada e velocidade de rotação da draga;
- Resistência da draga em rotação livre para uma dada velocidade;
- Características do desagregador.

As velocidades relativas e os esforços de reboque são função dos requisitos para diferentes operações :

- Pilares : Alta tração e baixa velocidade;
- Escada : Moderada tração e alta velocidade;
- Rotação para movimentação : Baixa tração e alta velocidade;
- Rotação para dragagem : Alta tração e moderada velocidade.

- Casco

O casco é composto de três caixas retangulares dispostas longitudinalmente sendo uma central de comprimento inferior às outras duas dispostas de forma simétrica lateralmente.

A parte central do casco fornece acomodação para o guincho, bomba, tubulação de descarga e demais equipamentos. As partes laterais fornecem flutuabilidade e espaço para acomodar óleo combustível, água potável, suprimentos etc.

O convés principal da embarcação deve ser livre de forma a permitir boa visibilidade para o pessoal de operação.

O projeto estrutural do casco é controlado pelas cargas impostas a este durante sua vida útil. Impactos severos são produzidos por cargas verticais da escada sobre o casco e sobre a moldura em " A ". Além destes há a carga do desagregador. Cargas verticais sobre os pilares provocam momentos e esforços sobre a estrutura da popa.

Os problemas mais frequentes ocorrem por quebra de bombas ou rompimento da tubulação de descarga. Neste sentido para que o casco seja eficiente os seguintes requisitos devem ser satisfeitos:

- Tubulação de descarga deve estar acima do convés e fora das casarias;
- Bomba principal posicionada em compartimento estanque de forma a não comprometer o casco;
- Tubulação de sucção envolvida de forma a não comprometer o casco;
- Pilares e escada isolados do casco.

A partir de instalações simples sobre uma balsa as dragas progrediram para unidades complexas e potentes na atualidade.

As DHSD podem ser divididas por tipo e tamanho. O tamanho da draga refere-se ao diâmetro da tubulação de descarga. O tipo refere-se a fonte de potência. A draga com potência própria transporta sua própria planta de potência. As dragas elétricas utilizam potência de uma conexão a terra. Podem ainda ser divididas em grupos em função do tamanho do casco :

- Dragas portáteis que são construídas a partir de unidades leves com facilidade de montagem e desmontagem para transporte por trem ou carretas. São usualmente requisitadas para pequenas tarefas em regiões portuárias onde o custo de movimentação de uma draga de maior porte não é justificado;

- Dragas de porte médio com potência própria utilizadas para manutenção de canais e tarefas onde há facilidade na dragagem. São imprescindíveis na operação em áreas isoladas onde o custo de instalação de linhas elétricas é proibitivo.

- Dragas de grande porte, elétricas ou com potência própria, que são capazes de escavar e transportar qualquer tipo de material, exceto rochas muito resistentes. Possuem a vantagem de poder operar sob condições médias de vento e onda devido ao porte do casco.

3. OPERAÇÃO DE UMA DRAGA HIDRÁULICA DE SUÇÃO COM DESAGREGADOR

As DHSD convencionais foram no início projetadas para operar em rios, em áreas abrigadas de portos ou regiões costeiras protegidas por quebra-mares. Nestas áreas, sem ação de ondas, as dragas são posicionadas de maneira estacionária através de um dos seus pilares. O posicionamento estático através do pilar deve ser mantido, na medida do possível, de maneira a prover rigidez longitudinal suficiente para o desagregador que executa o rompimento do solo durante o processo de dragagem. Dois cabos transversais ancorados na região de proa ajudam a manter o desagregador lateralmente na posição desejada.

A draga se movimenta tendo como apoio um ponto fixo na popa, o pilar. A draga pode girar sobre um arco com centro em um dos pilares, pela ação externa dos cabos transversais na proa, acionados por guinchos. A translação da draga no sentido do canal é feita através dos dois pilares na popa, que funcionam como se fossem duas pernas para a embarcação.

O desagregador executa a tarefa de escavar o material do solo e rompê-lo em partículas menores de forma que este possa formar uma mistura com o fluido e ser transportado hidraulicamente. Desta forma a DHSD é adequada para quase todo tipo de solo, desde solos com pequena granulometria até rochas com moderada resistência. Aliando-se a ferramenta de desagregação do solo ao movimento que esta pode ter obtém-se perfis do solo dragado altamente regulares, em relação aos obtidos com os outros tipos de dragas de sucção. A DHSD é

portanto muito utilizada na construção de canais e edificação em portos.

Uma vez desagregado, o material é direcionado no sentido da tubulação de sucção a montante do desagregador, que eleva a mistura até o nível d'água onde fica posicionada a bomba. A partir da bomba o material deve ser recalcado até a tubulação de descarga posicionada no convés da embarcação, seguindo pela tubulação até a área de despejo. A operação de dragagem é detalhada por Cushing e Enright (1947). A figura 3.1 ilustra a operação de uma DHSD.

Operando sob as condições descritas acima, além de se garantir uma boa precisão do canal a ser dragado deve-se obter um bom desempenho da draga em termos de volume de

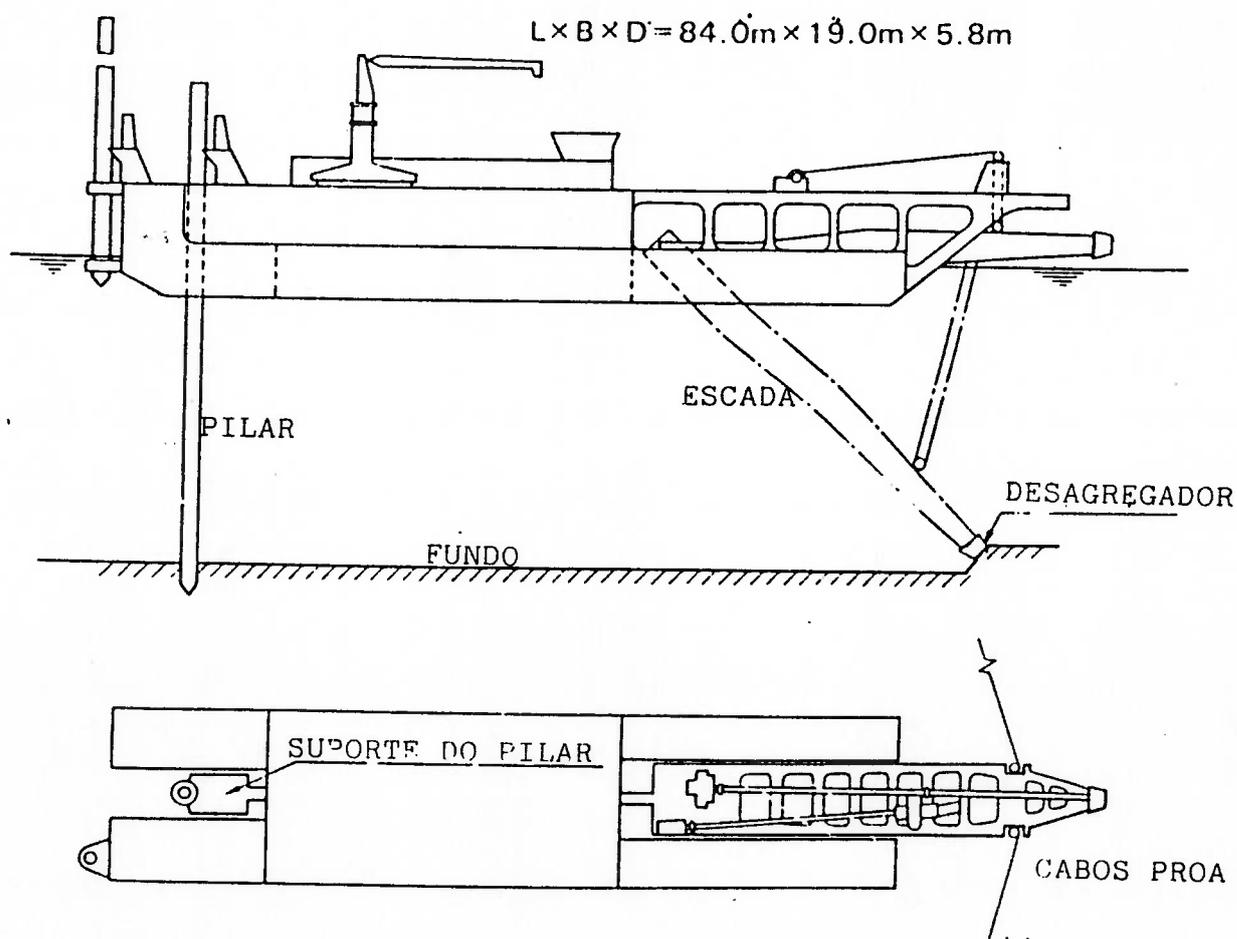


Figura 3.1 - Operação de uma DHSD

3.1 MEDIDA DE DESEMPENHO

Há muitas maneiras de definir-se o desempenho de uma draga. A maneira usual é medir-se o volume de material removido para a área de despejo por unidade de tempo. A unidade de tempo deve ser grande a fim de que se possa levar em consideração as paradas inesperadas durante a operação.

De acordo com Bray (1975) os fatores que afetam no desempenho de uma draga podem, então, ser divididos em dois grupos. O primeiro grupo são os fatores que afetam o desempenho ao longo de um período longo (semana), podendo ser : manutenção, operações preparatórias e tempo de parada não programado (mal tempo, quebra). O segundo grupo são os fatores que irão afetar o desempenho médio da draga na remoção de material ao longo de um período curto (hora), sendo divididos em:

•Fatores Fixos :

Incluem o tamanho da draga : potência do desagregador, capacidade de sucção e requalque, potência do sistema de movimentação da estrutura suporte do desagregador e etc.

•Fatores Naturais :

O principal fator natural é o tipo de material a ser dragado. Além deste há os fatores meteorológicos: vento, chuva, temperatura, ondas e correnteza.

•Fatores Operacionais :

Incluem os fatores que afetam no método de operação: tipo e profundidade de corte, no caso de dragas estacionárias; uso correto do dispositivo de sucção no caso de dragas com propulsão; distância à área de despejo, que

influencia no comprimento da tubulação de descarga ou tempo de navegação; e efetividade da tripulação e supervisão.

Para se melhorar o desempenho de uma DHSD pode-se aumentar as dimensões da embarcação e obter-se assim maior estabilidade de movimento ou se tentar diminuir o tempo fora de operação ("downtime"). A descrição completa das formas de aumentar-se o desempenho de uma DHSD é feita por Brower (1986).

Os maiores atrasos em operação são causados por paradas não programadas devido a danos ao sistema de dragagem, embarcação e equipamentos por excesso de movimento e as formas mais críticas de danos são :

- Danos no desagregador causado por movimento da embarcação;

- Danos causados por impacto e atrito dos pilares sobre suas estruturas de sustentação;

- Danos causados à tubulação flutuante de descarga e à região de ligação com o casco.

3.2 PROBLEMAS DE OPERAÇÃO COM FIXAÇÃO POR PILAR

Os problemas técnicos de atrasos em operação descritos acima, quando a draga é posicionada por pilares, ocorrem mesmo em condições de vento e ondas pequenos e devem ser evitados. A solução destes problemas exige a análise de movimentos e esforços atuantes sobre componentes de fixação da draga e sobre o desagregador.

De acordo com Wichers (1983) os movimentos do casco e os esforços sobre os pilares tornam-se críticos quando o

desagregador encontra-se içado, sem contato com o solo. Uma DHS D posicionada através de um pilar fixado ao solo pode ser tratada como um sistema em vibração, consistindo de embarcação e pilar. Os pilares e sua estrutura suporte estão sujeitos à cargas em função da operação de dragagem e condições ambientais.

Para se estimar as características de movimento do casco e os esforços atuantes nos componentes de fixação Shiraki et al. (1986) fizeram um estudo através de um modelo matemático onde constatou-se o fenômeno de ressonância para o movimento de surge em períodos naturais de 6 a 7 segundos para as DHS D convencionais. A força de restauração do pilar, que influencia nos movimentos da embarcação, e os esforços atuantes sobre este são determinados não somente pela rigidez do pilar, mas também, por fatores como condição do solo de fixação e lâmina d'água local. A influência destes fatores foi analisada com os seguintes resultados:

- Influência da Condição do Solo

A condição de contorno entre o solo e o pilar depende naturalmente da natureza do solo. Quanto maior for a rigidez do solo maior será o esforço de restauração do pilar de fixação. Com o decréscimo da força de restauração do pilar desloca-se o período natural do movimento de " surge " para frente, com picos de movimento mais elevados.

- Influência da lâmina d'água

Os esforços sobre o pilar e os movimentos do casco são profundamente alterados pela variação da lâmina d'água. Em casos de ondas com longos períodos os esforços tendem a aumentar com a profundidade. Porém, em ondas com período

médio de 6.0 segundos esta tendência pode alterar-se. Deve-se sempre analisar a condição de onda correspondente a uma determinada lâmina d'água para se prever os limites de condições de operação. Saliencia-se que há limitação prática da operação da draga com pilares, em função do comprimento e peso dos pilares.

3.3 OPERAÇÃO COM FIXAÇÃO POR AMARRAÇÃO

A operação de dragagem em regiões costeiras abrigadas pode ocorrer, as vezes, sob condições médias de vento, correnteza e ondas induzindo obviamente maiores amplitudes de movimento da embarcação. Há um limite para operações de uma DHSD posicionada por pilares a partir do qual o sistema de fixação fica suscetível a danos catastróficos.

Em geral este problema é amenizado utilizando-se de sistemas de amarração ancorados, que são mais flexíveis, como fixação. Esse tipo de solução porém acarreta uma redução de precisão do perfil de corte e conseqüentemente redução da eficiência de dragagem.

Há dois métodos básicos de amarração:

1- Dois cabos laterais na escada e três cabos formando ângulos de 120° na popa;

2- Sistema multi-cabos.

O primeiro método possui um ponto razoavelmente fixo na popa sobre o qual a embarcação pode girar de um bordo para outro. O segundo método permite o giro em relação a qualquer ponto ou o movimento paralelo da draga. O movimento depende do tipo de guincho e controle utilizado. A figura 3.2

ilustra o arranjo esquemático das configurações de amarração utilizadas.

Para análise de movimento de uma DHSD em ondas com sistema de amarração deve-se considerar não somente sua massa e dimensões mas também o sistema de amarração utilizado, que determinam os períodos naturais de movimento da embarcação.

Brower, (1986) fez um análise da influência da variação dos sistemas de amarração no período natural de movimentos de uma série de dragas semelhantes.

Os sistemas representam a força de restauração sobre a draga em movimentos induzidos por ondas. Os elementos que constituem o sistema podem ser modelados como molas. A influência do amortecimento, apesar de ocorrer, é pequena podendo ser desprezada.

O coeficiente de restauração de cabos de aço usados na amarração depende da sua construção, material e linha catenária. As duas primeiras propriedades podem ser selecionadas e a última é determinada pela condição de dragagem : carga no cabo e elevação.

Em geral é possível posicionar o sistema de amarração com um nível de pré-tensão nos cabos de forma que estes se comportem com molas lineares. Para alongamentos relativamente pequenos o coeficiente de mola (C) pode ser considerado constante e é dado por :

$$C = EA / L$$

Os elementos de mola são usados em série ou paralelo, sendo possível se definir coeficientes resultantes em qualquer direção desejada. Os coeficientes resultantes para

molhas em s rie ou paralelo s o dados , respectivamente, por:

$$1/C_s = \sum_{i=1}^n 1/C_i \quad \text{e} \quad C_p = \sum_{i=1}^n C_i$$

As equa es acima podem tamb m ser aplicadas quando dois tipos diferentes de elementos s o acoplados entre um ponto de amarra o e sob qualquer plano.

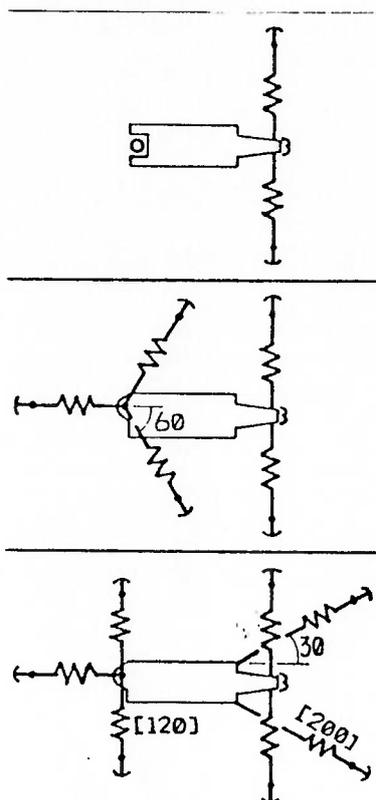


Figura 3.2 - Arranjo Esquem tico das Configura es de Amarra o mais Utilizadas

3.4 CONCEP ES ALTERNATIVAS DE FIXA O COM PILAR

A concep o de fixa o da draga por pilar   em geral utilizada, mesmo em ondas, de forma a se obter um melhor desempenho de dragagem e pelo fato dos sistemas de amarra o representarem um tempo adicional para manuseio e al m de exigirem o uso de equipamentos auxiliares.

Considerando-se a operação convencional de uma DHSD em ondas pode-se atingir condições onde elevados esforços sobre o sistema de fixação ocorrem. Conforme já referenciado no item 3.2, o caso crítico deve ser analisado quando o desagregador encontra-se içado. No caso do desagregador estar em contato com o solo os esforços sobre o sistema de fixação decrescem, mas os esforços de impacto sobre o desagregador são consideráveis. Miedema (1989) faz um estudo onde um modelo matemático é elaborado para determinação dos esforços de impacto sobre as pás do desagregador em operação.

De acordo com Wichers (1980) os esforços elevados sobre o pilar são ocasionados pela alta rigidez do sistema embarcação-pilar em conjunto com a frequência natural do movimento acoplado de *surge-pitch*, o que leva a se procurar formas para redução dos esforços sobre a fixação.

Para redução dos esforços sobre o sistema de fixação várias concepções mais flexíveis, em substituição à amarração, podem ser consideradas. Wichers (1989) estuda o efeito da variação da rigidez do sistema de fixação em comparação com o sistema convencional adotando uma lâmina d'água de 21.0 metros. Em uma primeira etapa, para verificação do efeito da rigidez de fixação, analisa os esforços e frequências naturais considerando um sistema de amarração bastante flexível, com dois cabos transversais na proa e dois na popa formando ângulos de 60 graus com o eixo longitudinal da embarcação.

As concepções adotadas para comparação baseiam-se em mudanças da rigidez do pilar e conseqüentemente no

acoplamento entre o movimento de surge e pitch. Uma primeira concepção incorpora uma mola entre o pilar e a fixação do casco, também descrita por Shiraki et al. (1986), cujo arranjo é mostrado na figura 3.3. Uma segunda concepção é composta por um sistema com um quadro retrátil de ligação entre o casco e o pilar. O quadro é conectado ao casco por molas laterais e por um anel ao pilar. A fixação do pilar ao casco é feita por um sistema hidráulico podendo operar rigidamente em condições normais ou sem pressão em condições adversas. A figura 3.4 ilustra o arranjo do sistema.

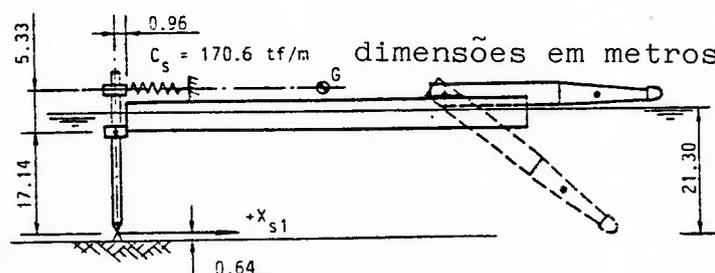


Figura 3.3 - Concepção Alternativa de Fixação de uma DHSD com uma Mola entre o Casco e o Pilar

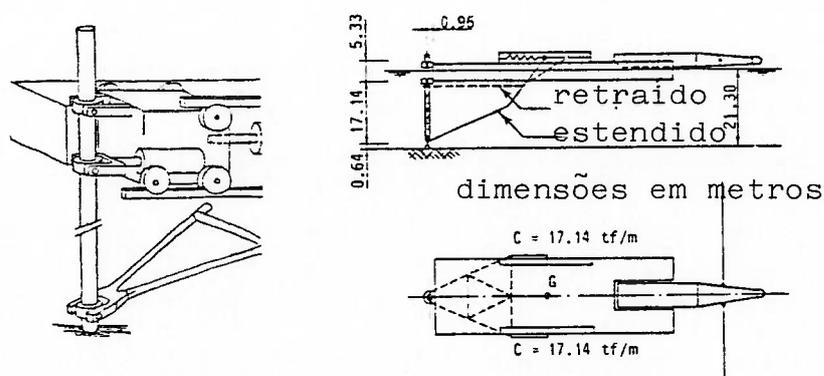


Figura 3.4 - Concepção Alternativa de Fixação de uma DHSD com Quadro Retrátil entre o Casco e o Pilar

Para o cômputo de esforços sobre a fixação e movimentos Wichers resolveu as equações de movimento no domínio da frequência com coeficientes hidrodinâmicos determinados a partir da teoria de difração tri-dimensional, para direções de onda de 180, 225 e 270 graus. As matrizes dos coeficientes do pilar, amarração e molas dos suportes são calculadas baseadas na linearidade de movimentos.

Pela utilização de concepções de fixação com pilar flexível, porém com rigidez equivalente à amarração, Wichers conclui que pode-se obter um comportamento semelhante ao sistema com amarração. No que refere-se aos esforços, estes são amplamente reduzidos na direção de movimento de surge, pelo deslocamento da frequência natural para valores pequenos e, praticamente, não mudam em relação ao sistema convencional na direção transversal.

4 COMPORTAMENTO DA EMBARCAÇÃO EM ONDAS

Com o desenvolvimento tecnológico na área offshore a partir da década de 80 as DHSD tiveram sua operação implementada em regiões costeiras não abrigadas suscetíveis à condições mais severas de vento e ondas. Obviamente as amplitudes de movimento da embarcação tornaram-se maiores.

Em princípio a operação de dragagem de uma DHSD é limitada pelo movimento da embarcação. Se as amplitudes de movimento tornam-se elevadas deve-se interromper a operação de dragagem evitando-se danos nas estruturas componentes do sistema de dragagem. Neste aspecto os movimentos induzidos por ondas possuem um papel dominante.

Uma primeira etapa importante é estabelecer-se a relação entre a amplitude de movimento da embarcação e a frequência de excitação analisando-se a resposta na faixa da frequência natural do sistema. Esta análise será feita através das funções de transferência de movimento em ondas regulares cujas equações derivam-se no tópico a seguir.

4.1 EQUAÇÕES DE MOVIMENTO PARA UMA EMBARCAÇÃO EM ONDAS REGULARES

O problema de determinação dos movimentos de uma embarcação em ondas se constitui na formulação do equilíbrio de forças e momentos de um corpo rígido, com seis graus de liberdade de movimento representando suas translações e rotações em relação a um sistema de coordenadas cartesiano.

A fim de se descrever o movimento da embarcação é

necessário que se defina os eixos de referência que formam o sistema de coordenadas.

De maneira geral pode-se descrever o movimento da embarcação em relação à sua posição média através de dois sistemas de coordenadas. Um sistema $G_0x_1x_2x_3$ com origem na posição média do centro de gravidade, orientação dada pela regra da mão direita e eixo x_3 positivo para baixo. Um segundo sistema $Gx_{B1}x_{B2}x_{B3}$ fixo na embarcação com origem G no centro de gravidade desta e com x_{B3} orientado para baixo. Os sistemas são representados na figura 4.1.

Em qualquer instante a posição do centro de gravidade G da embarcação em relação ao ponto G_0 é definida por três deslocamentos lineares x_1 , x_2 , x_3 . Estes deslocamentos são chamados respectivamente de movimentos de *surge*, *sway* e *heave*. A rotação da embarcação é expressa pelos movimentos angulares x_4 , x_5 e x_6 em torno dos eixos G_0x_1 , G_0x_2 e G_0x_3 e tais movimentos são chamados respectivamente de *roll*, *pitch* e *yaw*. Os movimentos são também representados na figura 4.1. O ponto "O" move-se ao longo do eixo x_1 abaixo de G_0 representando um ponto médio da superfície livre.

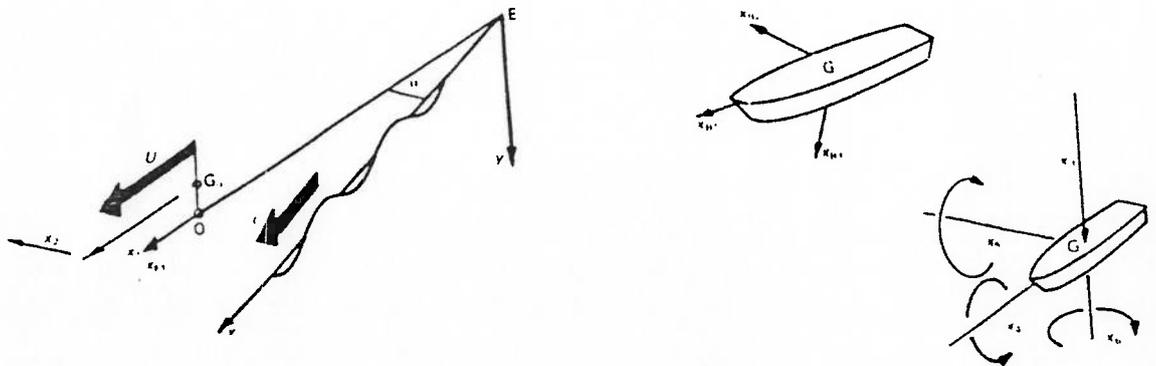


Figura 4.1 - Sistemas de Coordenadas e Definição do Movimento

4.1.1 EQUAÇÕES BÁSICAS DE MOVIMENTO

A estrutura de uma embarcação pode ser considerada como composta de um grande número de massas pequenas δm . A figura 4.2 ilustra uma massa genérica posicionada em (x_{B1}, x_{B2}, x_{B3}) relativamente ao centro de gravidade da embarcação. Se a embarcação possui acelerações lineares \dot{x}_1, \dot{x}_2 e \dot{x}_3 metros/seg² e acelerações angulares \dot{x}_4, \dot{x}_5 e \dot{x}_6 radianos/seg², a massa δm possui acelerações lineares :

$$\ddot{x}_1 = \dot{x}_1 + x_{B3} \dot{x}_5 - x_{B2} \dot{x}_6 \text{ metros/seg}^2 \text{ a vante}$$

$$\ddot{x}_2 = \dot{x}_2 - x_{B3} \dot{x}_4 + x_{B1} \dot{x}_6 \text{ metros/seg}^2 \text{ para boreste}$$

$$\ddot{x}_3 = \dot{x}_3 + x_{B2} \dot{x}_4 - x_{B1} \dot{x}_5 \text{ metros/seg}^2 \text{ para baixo}$$

As forças e momentos necessários para manter estas acelerações são :

$$\delta F_1 = \delta m \ddot{x}_1 \text{ kN a vante}$$

$$\delta F_2 = \delta m \ddot{x}_2 \text{ kN para boreste}$$

$$\delta F_3 = \delta m \ddot{x}_3 \text{ kN para baixo}$$

$$\delta F_4 = \delta m x_{B2} \ddot{x}_3 - \delta m x_{B3} \ddot{x}_2 \text{ kN metros momento de roll}$$

$$\delta F_5 = \delta m x_{B3} \ddot{x}_1 - \delta m x_{B1} \ddot{x}_3 \text{ kN metros momento de pitch}$$

$$\delta F_6 = \delta m x_{B1} \ddot{x}_2 - \delta m x_{B2} \ddot{x}_1 \text{ kN metros momento de yaw}$$

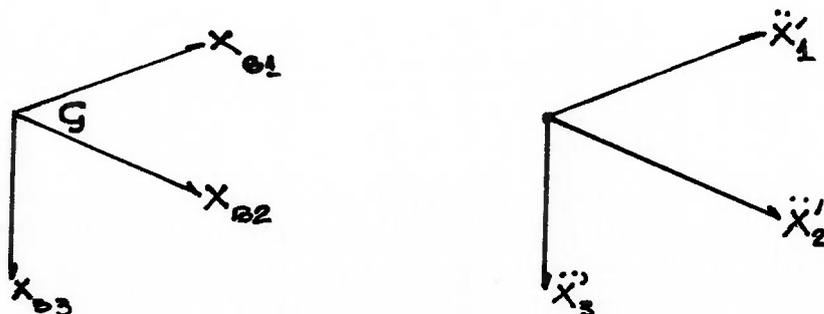


Figura 4.2 - Acelerações do Elemento δm em relação ao sistema $Gx_{B1}x_{B2}x_{B3}$

As forças e momentos requeridos para manter as acelerações angulares e lineares da embarcação são obtidas fazendo-se δm tender a zero e integrando-se sobre todo o volume da embarcação. Levando-se em consideração que, pela definição de centro de gravidade:

$$\int x_{B1} dm = \int x_{B2} dm = \int x_{B3} dm = 0$$

obtem-se :

$$m \dot{x}_i = F_i \quad \text{kN} \quad (i=1,3)$$

$$I_{44} \dot{x}_4 - I_{45} \dot{x}_5 - I_{46} \dot{x}_6 = F_4 \quad \text{kN metros}$$

$$-I_{54} \dot{x}_4 - I_{55} \dot{x}_5 - I_{56} \dot{x}_6 = F_5 \quad \text{kN metros}$$

$$-I_{64} \dot{x}_4 - I_{65} \dot{x}_5 + I_{66} \dot{x}_6 = F_6 \quad \text{kN metros}$$

onde F_i ($i=1,3$) são as forças de *surge*, *sway* e *heave* e F_i ($i=4,6$) são os momentos de *roll*, *pitch* e *yaw* requeridos para manter as acelerações da embarcação. m é a massa total em toneladas e I_{44} , I_{55} e I_{66} são os momentos de inércia de massa da embarcação definidos por:

$$I_{44} = \int (x_{B2}^2 + x_{B3}^2) dm \quad \text{ton metro}^2 \quad \text{em relação ao eixo } x_{B1}$$

$$I_{55} = \int (x_{B1}^2 + x_{B3}^2) dm \quad \text{ton metro}^2 \quad \text{em relação ao eixo } x_{B2}$$

$$I_{66} = \int (x_{B1}^2 + x_{B2}^2) dm \quad \text{ton metro}^2 \quad \text{em relação ao eixo } x_{B3}$$

Os momentos de inércia dos produtos são definidos por :

$$I_{45} = I_{54} = \int x_{B1} x_{B2} dm \quad \text{ton metro}^2$$

$$I_{46} = I_{64} = \int x_{B1} x_{B3} dm \quad \text{ton metro}^2$$

$$I_{56} = I_{65} = \int x_{B2} x_{B3} dm \quad \text{ton metro}^2$$

Para embarcações convencionais, I_{45} , I_{46} e I_{56} são em geral pequenos e desprezados. As equações de movimento reduzem-se a :

$$m \dot{x}_i = F_i \quad \text{kN} \quad (i=1,3)$$

$$I_{ii} \dot{x}_i = F_i \quad \text{kN metro} \quad (i=4,6) \quad (4.1)$$

4.1.2 MOVIMENTO EM ONDAS REGULARES

As forças e os momentos nas equações 4.1 podem ser aplicadas por qualquer meio externo, mas estamos interessados nas forças e momentos de ondas regulares aplicados à embarcação.

Na presente análise consideramos a embarcação flutuando livremente, de modo que efeitos de amarração ou fixação, que normalmente são expressos na forma de forças de restauração agentes no plano Ox_1x_2 , não são considerados. Quanto aos efeitos de vento e correnteza, por serem considerados como estáticos também não são levados em conta na equação de movimento.

Fixando-se nos efeitos causados pela ação de ondas, as forças consideradas que irão induzir movimentos na embarcação são apenas de natureza hidrodinâmica. Tais forças podem ser tratadas distintamente como forças de excitação de onda, reação hidrodinâmica e restauração hidrostática. Se a onda incidente é harmônica, assim o serão as forças associadas à ação de ondas, como também os movimentos da embarcação.

Pode-se admitir linearidade da resposta significando que as forças devido à onda incidente são proporcionais à amplitude de onda, e as forças de reação hidrodinâmica e hidrostática são proporcionais às amplitudes de movimento.

Os esforços de restauração hidrostática são associados à mudança do centro de flutuação quando a embarcação é retirada da sua posição de equilíbrio. São função da geometria do casco e são representados pelos coeficientes de

restauração hidrostática c_{ij} , sendo expressos por :

$$F_i = - \sum_{j=1}^6 c_{ij} x_j, \quad i=1,6 \quad (4.2)$$

Os esforços de reação hidrodinâmica são associados às ondas irradiadas na superfície do mar devido ao movimento oscilatório da embarcação em águas calmas. Possuem uma componente em fase com a velocidade da embarcação, representada pelo coeficiente de amortecimento potencial b_{ij} , e uma componente em fase com a aceleração, representada pelo coeficiente de massa adicional a_{ij} . Os coeficientes são funções da forma do casco e frequência de oscilação. Os esforços são representados por :

$$F_i = - \sum_{j=1}^6 (a_{ij} \ddot{x}_j + b_{ij} \dot{x}_j), \quad i = 1,6 \quad (4.3)$$

As forças de onda agentes na embarcação sendo consideradas harmônicas podem ser expressas por :

$$F_{\omega i} = F_{\omega i_0} \text{ sen}(\omega t + \gamma_i) \text{ kN ou kN metro } (i = 1,6) \quad (4.4)$$

onde γ_i representa a diferença de fase em relação à onda.

Substituindo as equações 4.2 à 4.4 nas equações 4.1 obtém-se seis equações linearizadas gerais para pequenas amplitudes de movimento em ondas regulares :

$$\sum_{j=1}^6 (A_{ij} \ddot{x}_j + b_{ij} \dot{x}_j + c_{ij} x_j) = F_{\omega i_0} \text{ sen}(\omega t + \gamma_i), \quad (i=1,6) \quad (4.5)$$

onde :

$$A_{ij} = a_{ij} \quad (j = 1,6; i = 1,6; j \neq i)$$

$$e \quad A_{ij} = m + a_{ij} \quad (j = 1,3; i = 1,3; j = i)$$

$$A_{ij} = I_{ij} + a_{ij} \quad (j = 4,6; i = 4,6; j = i)$$

Considerando os movimentos da embarcação harmônicos, as soluções para essas equações têm a forma :

$$x_i = x_{i_0} \text{sen}(\omega t + \delta_i) \text{ metros ou radianos } (i=1,6) \quad (4.6)$$

As velocidades e acelerações são expressas por :

$$\dot{x}_i = \omega x_{i_0} \text{cos}(\omega t + \delta_i) \quad (i=1,6) \quad (4.7)$$

$$\ddot{x}_i = -\omega^2 x_{i_0} \text{sen}(\omega t + \delta_i) \quad (i=1,6) \quad (4.8)$$

A equação 4.5 pode ser reescrita com as expressões (4.6) a (4.8) e utilizando-se a notação complexa obtém-se :

$$\sum_{j=1}^6 (-\omega^2 A_{ij} + i\omega b_{ij} + c_{ij}) x_j = F_{\omega i_0} \text{sen}(\omega t + \gamma_i), (i=1,6) \quad (4.9)$$

Os ângulos de fase γ_i e δ_i relacionam os históricos no tempo da excitação e do movimento com o histórico da depressão de onda em "0" como mostrado na figura 4.3. O pico de excitação ocorre γ_i/ω segundos antes da máxima depressão de onda. Similarmente o pico de movimento ocorre δ_i/ω segundos antes da máxima depressão de onda.

A frequência natural do sistema pode ser obtida a partir da equação 4.9 acima para uma dada direção de movimento sendo dada por :

$$\omega_{ni} = \sqrt{c_{ii}/A_{ii}} \quad (4.10)$$

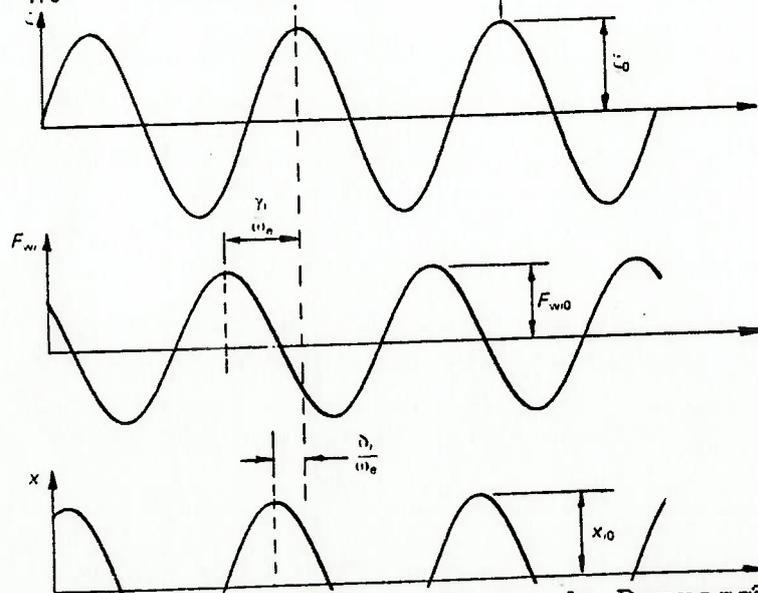


Figura 4.3 - Histórico no Tempo da Depressão de Onda, Força de Excitação e Movimento em Ondas Regulares

4.1.3 COEFICIENTES NAS EQUAÇÕES DE MOVIMENTO

Considerando apenas o movimento puro de oscilação em *heave* de uma embarcação pode-se escrever a partir das equações 4.5 (com $\dot{x}_j = \ddot{x}_j = x_j = 0$, $j \neq 3$):

$$A_{i3} \dot{x}_3 + b_{i3} \dot{x}_3 + c_{i3} x_3 = F_{\omega i_0} \text{sen}(\omega t) \text{ kN ou kN metro}$$

e essas podem ser consideradas como as equações de movimento de segunda ordem de um sistema massa-mola linearmente amortecido com excitação senoidal.

Os coeficientes de maior interesse na oscilação em *heave* são A_{33} , b_{33} e c_{33} , que relacionam o movimento de *heave* com o esforço aplicado. A figura 4.4 mostra a interpretação física para estes coeficientes.

Na frequência nula a embarcação não possui velocidade ou aceleração de *heave* e a força de *heave* esta relacionada apenas ao deslocamento de *heave* através do coeficiente c_{33} . Um movimento lento de *heave* para baixo produz um volume adicional deslocado e uma força de restauração devido à flutuação conforme mostra a figura 4.4(c). Uma relação típica entre deslocamento em *heave* e força é mostrada na figura 4.5(a). Desde que o deslocamento em *heave* é pequeno, esta curva pode ser aproximada por uma reta cujo coeficiente angular é c_{33} .

Em frequências maiores a componente em fase com a força de *heave* aplicada inclui uma contribuição da inércia em *heave* A_{33} . Esta é composta de contribuições do termo de massa adicional assim como da massa real da embarcação. O termo de massa adicional aparece pois o casco acelerado causa mudanças na velocidade do fluido adjacente à

superfície como mostra a figura 4.4(a). A_{33} é chamado de inércia virtual de *heave*.

O termo de amortecimento de *heave* b_{33} aparece pois o casco oscilante gera ondas irradiadas dissipando energia como mostra a figura 4.4(b). A energia é também dissipada por atrito mas este efeito é relativamente pequeno neste caso.

O momento de *pitch* $F_{50} \sin(\omega t)$ necessário para uma oscilação pura de *heave* fornece os coeficientes a_{35} , b_{35} e c_{35} . Estes coeficientes descrevem a influência de *heave* sobre *pitch* nas equações de movimento 4.5 e ocorrem por inércia localizada, amortecimento e forças de rigidez ao longo do casco, exercendo momento de *pitch* em relação ao centro de gravidade. Se a embarcação possui simetria transversal esses coeficientes serão nulos para velocidade nula.

Para um casco com forma arbitrária esforços e momentos em outros quatro graus de liberdade (*surge*, *sway*, *roll*, *yaw*) também serão requeridos para manter um movimento puro de *heave*. No entanto, a maioria dos cascos possui simetria longitudinal e excitações no plano lateral associadas com movimentos no plano vertical são nulas. A relação entre os esforços e momentos no plano lateral e o movimento no plano vertical possui a forma da figura 4.5 (b) e todos os coeficientes associados são nulos.

Extendendo-se a análise feita no caso de *heave* para o caso de *pitch* obtém-se os termos A_{55} , b_{55} , c_{55} , a_{53} , b_{53} e c_{53} . Novamente, todos esforços e momentos no plano lateral e coeficientes associados são nulos se o casco possui

simetria longitudinal.

A oscilação de *pitch* causa movimento vertical ao longo do casco de forma que cada seção do casco experimenta uma inércia local, amortecimento e força de rigidez análogas àquelas experimentadas no movimento de *heave*. Esses esforços exercem momentos em relação ao centro de gravidade e são responsáveis pelos coeficientes a_{55} , b_{55} e c_{55} . Os esforços distribuídos ao longo do casco se opõem a vante e a ré de forma que os esforços residuais de *heave* associados com os coeficientes a_{53} , b_{53} e c_{53} são usualmente pequenos. São nulos para cascos com simetria transversal em velocidade nula.

O termo de inércia virtual A_{55} inclui contribuições do momento da massa adicionada assim como do momento de inércia real da embarcação.

Os coeficientes remanescentes na equação de movimento são determinados a partir da oscilação no plano lateral. Em geral, esforços no plano vertical são requeridos para se manter movimentos no plano lateral, mesmo para embarcações com simetria longitudinal. No entanto a relação entre esforços no plano vertical e movimento no plano lateral para embarcações com simetria longitudinal possui a forma em "U" como mostra a figura 4.5(c). Desde que se faça a hipótese de pequenos deslocamentos os coeficientes associados são determinados a partir da inclinação na origem e são portanto nulos.

Na maioria dos casos os coeficientes são ligeiramente independentes da amplitude do movimento e isto justifica se assumir a linearidade nas equações de movimento. Os coeficientes associados com o movimento de *roll* são uma

exceção.

Uma outra categoria de coeficientes é sempre zero independentemente da forma da embarcação. Esses são todos os coeficientes de rigidez associados com a posição da embarcação em relação à origem G_0 . Nenhum esforço ou momento é requerido para se manter movimentos de *surge* ou *sway*, x_1 e x_2 , de forma que :

$$c_{i1} = c_{i2} = 0 \quad (i=1,6)$$

A tabela a seguir lista 60 coeficientes, de um total de 108, que são nulos para uma embarcação com simetria longitudinal. Outros 12 coeficientes são em geral pequenos e invariavelmente desprezados.

Tabela 4.1 - Coeficientes Nulos nas Equações de Movimento

a _{ij} b _{ij}	Surge		O ₂	S	O ₂	S	O ₂
	Sway	O ₃		O ₃		O ₃	
	Heave	S	O ₂		O ₂		O ₂
	Roll	O ₃		O ₃		O ₃	
	Pitch	S	O ₂		O ₂		O ₂
	Yaw	O ₃		O ₃		O ₃	
c _{ij}	Surge	O ₁					
	Sway	O ₁					
	Heave	S	O ₂		O ₂		O ₂
	Roll	O ₃	S	O ₃		O ₃	S
	Pitch	S	O ₂		O ₂		O ₂
	Yaw	O ₃		O ₃		O ₃	
		Surge	Sway	Heave	Roll	Pitch	Yaw

Nota : S-pequeno; O-nulo : 1-por posição; 2-por simetria; 3-pequenos deslocamentos

Resultam então, seis equações simples para pequenas amplitudes de movimento de uma embarcação com simetria longitudinal :

$$\text{surge: } (m + a_{11}) \dot{x}_1 + b_{11} \dot{x}_1 = F_{\omega 10} \text{sen}(\omega t + \gamma_1) \quad (4.11)$$

$$\begin{aligned} \text{sway: } (m + a_{22}) \dot{x}_2 + b_{22} \dot{x}_2 + a_{24} \dot{x}_4 + b_{24} \dot{x}_4 + a_{26} \dot{x}_6 + \\ b_{26} \dot{x}_6 = F_{\omega 20} \text{sen}(\omega t + \gamma_2) \end{aligned} \quad (4.12)$$

$$\begin{aligned} \text{heave: } (m + a_{33}) \dot{x}_3 + b_{33} \dot{x}_3 + c_{33} x_3 + a_{35} \dot{x}_5 + b_{35} \dot{x}_5 + \\ c_{35} x_5 = F_{\omega 30} \text{sen}(\omega t + \gamma_3) \end{aligned} \quad (4.13)$$

$$\begin{aligned} \text{roll: } a_{42} \dot{x}_2 + b_{42} \dot{x}_2 + (I_{44} + a_{44}) \dot{x}_4 + b_{44} \dot{x}_4 + c_{44} x_4 + \\ a_{46} \dot{x}_6 + b_{46} \dot{x}_6 = F_{\omega 40} \text{sen}(\omega t + \gamma_4) \end{aligned} \quad (4.14)$$

$$\begin{aligned} \text{pitch: } a_{53} \dot{x}_3 + b_{53} \dot{x}_3 + c_{53} x_3 + (I_{55} + a_{55}) \dot{x}_5 + b_{55} \dot{x}_5 + \\ c_{55} x_5 = F_{\omega 50} \text{sen}(\omega t + \gamma_5) \end{aligned} \quad (4.15)$$

$$\begin{aligned} \text{yaw: } a_{62} \dot{x}_2 + b_{62} \dot{x}_2 + a_{64} \dot{x}_4 + b_{64} \dot{x}_4 + (I_{66} + a_{66}) \dot{x}_6 + \\ b_{66} \dot{x}_6 + c_{66} x_6 = F_{\omega 60} \text{sen}(\omega t + \gamma_6) \end{aligned} \quad (4.16)$$

As equações de movimento no plano vertical (*heave* e *pitch*) são acopladas como vimos. No entanto, a equação de *surge* é desacoplada e independente dos outros graus de liberdade. Os movimentos no plano lateral são também acoplados de forma que os movimentos são influenciados uns pelos outros. Há, no entanto, desacoplamento entre os movimentos no plano vertical e lateral.

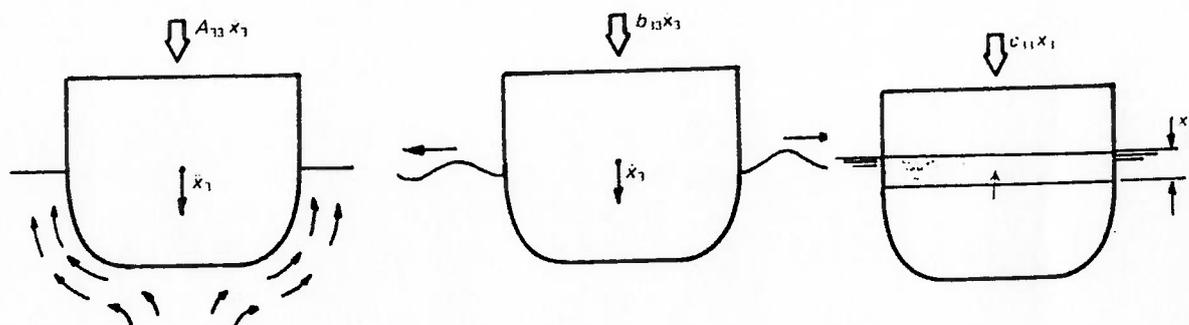


Figura 4.4 - Oscilação de um Casco em Heave

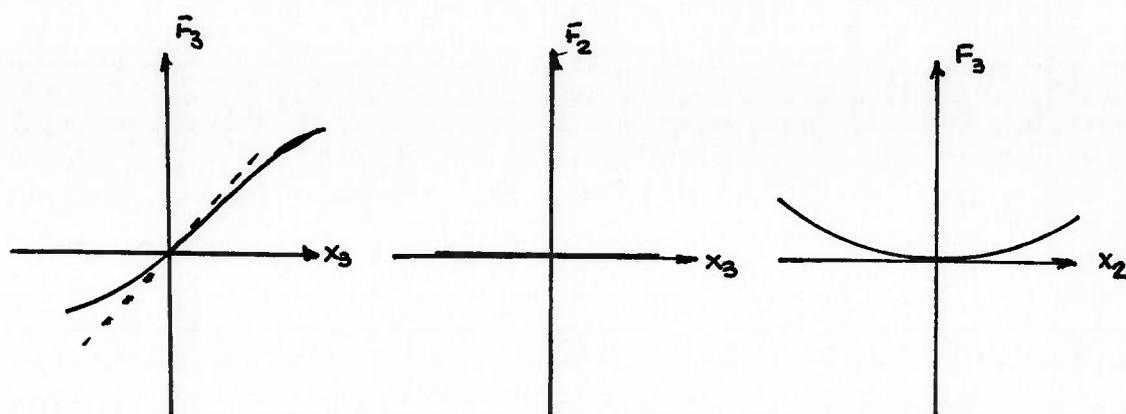


Figura 4.5 - Relação entre Esforços e Deslocamentos

4.2 MÉTODOS DE OBTENÇÃO DO MOVIMENTO DE EMBARCAÇÕES

Conforme o regime de escoamento ao redor de uma estrutura oceânica, tem-se diferentes tratamentos teóricos para obtenção das forças de excitação de onda e coeficientes hidrodinâmicos de uma embarcação. No presente item procurar-se-á dar uma visão simplificada sobre as condições do escoamento ao redor de um corpo para determinação das forças hidrodinâmicas. Um tratamento mais completo pode ser encontrado em Chakrabarti (1987).

Considerando-se um corpo qualquer flutuando e sujeito à ação de ondas, a sua simples presença, se o mesmo estiver fixo na superfície, além do seu movimento, causam uma perturbação no escoamento do fluido, representado pela onda incidente, gerando ondas tanto difratadas pela presença do corpo, como irradiadas pelo seu movimento.

A magnitude de tal perturbação, diretamente relacionada às dimensões do corpo, além da importância dos efeitos viscosos no escoamento, é que irão diferenciar os

tratamentos teóricos para determinação dos efeitos hidrodinâmicos.

Os efeitos viscosos são considerados como significativos apenas para corpos cujas dimensões são consideradas pequenas em relação ao comprimento de onda, significando que em tal caso esses efeitos são comparáveis à perturbação causada no meio fluido pelo corpo. De maneira simplificada pode-se dizer que, quando $\lambda/D > 5$, sendo λ o comprimento de onda e D uma dimensão característica do corpo, os efeitos viscosos devem ser considerados. Nesse caso as forças de onda são calculadas basicamente através da conhecida Equação de Morison.

Quando há predomínio de efeitos de inércia sobre efeitos viscosos, efeitos de inércia sendo aqueles relacionados à aceleração do corpo ou à aceleração da onda, faz-se uso da hipótese de Froude-Krilov e da Teoria da Difração para o cálculo das forças agentes na estrutura. Uma descrição detalhada sobre a Equação de Morison e as Teorias de Froude-Krilov e Difração é apresentada por Chakrabarti (1987).

A equação de Morison (quando $\lambda/D > 5$) considera as forças agentes em uma estrutura como compostas por uma parcela de inércia e outra viscosa.

Se a estrutura for considerada como de pequenas dimensões em relação ao comprimento de onda, isto equivale a dizer que a perturbação no campo de pressões na região próxima ao corpo, causada pela presença do mesmo, é pequena e a força de onda pode ser calculada considerando-se os efeitos do potencial de velocidades apenas da onda

incidente. Tal força é conhecida como força de Froude-Krilov e diz respeito à força que o fluido exerce sobre o corpo não se considerando o potencial da onda difratada pela presença do corpo. Na prática, quando a perturbação causada pelo corpo for considerada pequena, a força devido ao potencial da onda perturbada é definida em termos de um coeficiente de massa adicional do corpo. Considera-se um coeficiente C_m conhecido como coeficiente de inércia para que se leve em conta a perturbação da onda. Esse coeficiente é função da forma do corpo e é definido como:

$$C_m = 1 + \text{massa adicional/deslocamento.}$$

Para um corpo de volume V a força de inércia pode ser escrita como :

$$F = F_k + F_s = C_m \rho V \dot{U}$$

onde F_k representa a força de Froude-Krilov e F_s a força devido à perturbação do escoamento. \dot{U} é a aceleração da partícula fluida na região do corpo, obtida a partir do potencial da onda incidente. Definindo-se k como a relação entre a massa adicional e o deslocamento do corpo tem-se que:

$$C_m = 1 + k \text{ e } F_k = \rho V \dot{U} ; F_s = k \rho V \dot{U}$$

O exposto acima aplica-se ao caso de estruturas fixas. No caso do corpo estar em movimento, como embarcações, as forças de onda envolvem não mais simplesmente a aceleração da partícula fluida \dot{U} , mas sim a aceleração relativa entre o corpo e a onda, conforme descrito por Hogben e Standing (1974).

Quando o tamanho da estrutura for comparável ao comprimento de onda, de modo que a estrutura altere consideravelmente o campo de velocidades da onda incidente, a difração das ondas na região próxima ao corpo deve ser considerada na determinação das forças agentes. A teoria envolvida no cálculo de tais forças é conhecida com Teoria de Difração. O princípio básico da Teoria de Difração para solução do problema de escoamento ao redor de um corpo é assumir o escoamento como irrotacional e oscilatório, fluido incompressível e não viscoso de modo que o campo de velocidades possa ser descrito por uma função potencial Φ . A partir da teoria potencial, o potencial de velocidades Φ é obtido pela soma de um potencial de onda incidente, um potencial de onda irradiada e um potencial de onda difratada. Chakrabarti (1987) apresenta o desenvolvimento da teoria potencial para escoamentos bi e tri-dimensionais, apresentando algumas soluções para corpos de formas simplificadas como cilindros e semi-esferas.

Para um corpo oscilando em águas calmas, ou seja, sem a presença de ondas, os efeitos viscosos agentes são expressos através de uma força de amortecimento viscoso, proporcional ao quadrado da velocidade do corpo na direção considerada. As forças viscosas e os correspondentes momentos nos seis graus de liberdade de movimento são expressos como:

$$F_{di} = 1/2 \rho C_D A_i |\dot{x}_i| \dot{x}_i, \quad i = 1,6$$

onde C_D representa o coeficiente de arrasto, função da geometria do corpo e A_i a área projetada ou momento de área na direção i . A força pode ser reescrita em termos do amortecimento viscoso b_{vii} sendo expressa por :

$$F_{di} = b_{vii} |\dot{x}_i| \dot{x}_i$$

O termo da força viscosa deve ser introduzido na equação de movimento 4.5 resultando em :

$$\sum_{j=1}^6 (A_{ij} \ddot{x}_j + b_{ij} \dot{x}_j + b_{vii} |\dot{x}_i| \dot{x}_i + c_{ij} x_j) = F_{\omega_i o} \text{sen}(\omega t + \gamma_i) \quad (i=1,6) \quad (4.5a)$$

Devido à natureza quadrática da força viscosa a condição de linearidade não é mais satisfeita e a solução das equações de movimento no domínio da frequência não é mais válida. Faz-se então uma linearização do amortecimento e a expressão linearizada do termo de amortecimento viscoso, que pode ser encontrada em Tse et al. (1978), fica aproximada por :

$$b'_{vii} = 8/3\pi (\omega x_{ai}) b_{vii}$$

e as equações (4.9) com a inclusão da expressão acima podem ser reescritas por :

$$\sum_{j=1}^6 [-\omega^2 A_{ij} + i\omega(b_{ij} + 8/3\pi \omega x_{ai} b_{vii} \delta_{ij}) + c_{ij}] x_j = F_{\omega_i o} \text{sen}(\omega t + \gamma_i) \quad (4.9a)$$

A solução das equações (4.9a) requer o conhecimento da amplitude de movimento x_{ai} devendo ser resolvida de modo iterativo. Uma solução inicial para x_{ai} é obtida sem a consideração do amortecimento viscoso, e o valor substituído na equação para obtenção de novas soluções até que seja alcançada uma convergência numérica.

A determinação dos coeficientes hidrodinâmicos de massa adicional, amortecimento potencial e restauração hidrostática, além da força de excitação de ondas, é necessária para a solução da equação de movimento de uma embarcação. No caso de se considerar a Teoria de Difração, tais termos são determinados a partir da formulação

hidrodinâmica de um corpo flutuante e sujeito à ação de ondas, cuja descrição apresenta-se no Apêndice A.

Diversos são os métodos existentes para determinação das forças hidrodinâmicas em uma embarcação sujeita à ação de ondas regulares de frequência conhecida. A solução analítica para os coeficientes de massa adicional e amortecimento potencial e para as forças de excitação de ondas, a partir da determinação dos potenciais de velocidade do fluido devido aos movimentos da embarcação, descritos no Apêndice A, só foi obtida para corpos de formas simples como por exemplo cilindros e elipsóides (St. Denis, 1974). No caso de formas mais complexas como o casco de navios e plataformas, a solução envolve técnicas numéricas para resolução da Equação de Laplace associada às condições de contorno do escoamento. Um dos métodos para a representação hidrodinâmica da superfície do corpo é a distribuição de singularidades como fontes e sorvedouros pulsantes com frequência igual à frequência da onda incidente.

Para a representação do casco da embarcação distingue-se os tratamentos do escoamento como bi ou tri-dimensionais. O primeiro caso deu origem ao chamado método de faixas, aplicado à embarcações de formas delgadas, como é o caso da maioria dos navios convencionais. Aplicações do método de faixas para o cálculo do movimento de navios foram desenvolvidas por Salvensen et al. (1970) e por Vugts (1970). Ambos os métodos utilizam-se da técnica de distribuição de fontes de singularidade por seções para discretização da superfície da embarcação e solução do escoamento.

No caso em que o escoamento ao redor de uma estrutura não puder ser considerado como bi-dimensional, outros métodos devem ser considerados para descrição da superfície do casco, a fim de se poder calcular a resposta de grande variedade e complexidade de configurações de estruturas offshore. Como exemplo tem-se o caso de barcas de casco em forma retangular, que não possuem a característica de esbeltez. Faltinsen et al (1975) apresentam um método de distribuição de fontes tri-dimensionais para descrição do casco de embarcações, onde a superfície do casco é aproximada por um grande número de elementos quadriláteros planos, sendo posicionado em cada elemento uma fonte pulsante de intensidade constante. Tanto o potencial de velocidade da onda difratada como os potenciais de irradiação devido ao movimento da embarcação são obtidos através de uma integral de superfície das fontes pulsantes, descritas por uma função de Green, para toda a superfície do casco. A mesma teoria para o cálculo da força de difração de ondas em corpos tri-dimensionais é apresentada por Hogben e Standing (1975).

Quando se procura determinar o movimento de uma embarcação em ondas regulares através da Teoria de Difração, mesmo considerando-se que tal teoria baseia-se na teoria potencial de ondas, que trata o fluido como ideal, efeitos viscosos estarão presentes. Conforme o tipo de embarcação tais efeitos terão uma influência bastante significativa em determinados movimentos e deverão ser levados em consideração. É o caso por exemplo do movimento de *roll* de navios convencionais e barcas. Métodos baseados em

experimentos existem em tais casos para estimativa dos coeficientes viscosos, dentre os quais o método proposto por Watanabe (1957) para amortecimento do *roll* de barcas. Os efeitos de amortecimento viscoso devem ser considerados na equação do movimento da embarcação na forma de coeficientes, como já exposto no presente capítulo. A previsão do movimento de *roll* no caso de barcas pode ser encontrada em Denise (1983).

No item seguinte serão apresentadas as características da embarcação analisada no presente estudo, além de serem apresentados e discutidos o cálculo e características de seus movimentos.

4.3 FUNÇÕES DE TRANSFERÊNCIA DE MOVIMENTO

Para a obtenção das funções de transferência do movimento da embarcação analisada utilizou-se as equações do item 4.1 com os parâmetros hidrodinâmicos obtidos pelo método de distribuição de fontes tridimensional.

A embarcação analisada constitui-se de uma draga com casco do tipo balsa cujas principais características geométricas encontram-se especificadas na tabela 4.2 . A geometria da embarcação com as dimensões principais é representada na figura 4.6. Os dados foram obtidos junto ao Depto. de Engenharia Naval da Universidade de São Paulo.

Tabela 4.2 Características Geométricas da Draga Lígia

Dimensões Principais	Comprimento	37.00 m
	Largura Máxima	11.78 m
	Calado	1.70 m
	Altura do Convés	2.50 m
Deslocamento	617.84 ton	
Raios de Giração	Roll	3.47 m
	Pitch	12.64 m
	Yaw	13.37 m
Alturas Metacêntricas	Transversal	6.08 m
	Longitudinal	50.69 m
Centro de Gravidade	KG	1.50 m

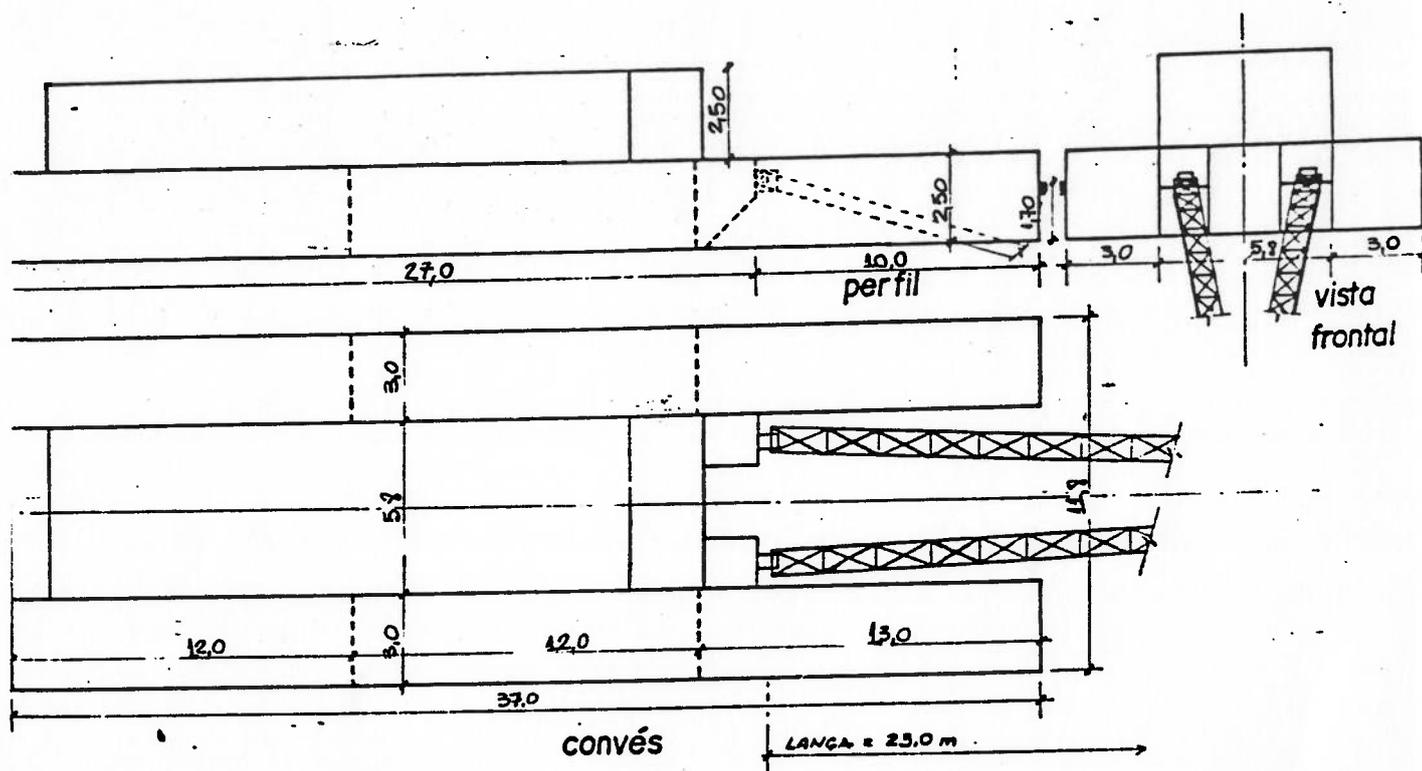


Figura 4.6 - Geometria e Dimensões Principais da Draga Lígia

Para se utilizar o método de distribuição de fontes a embarcação foi representada através da discretização de suas superfícies do casco por uma malha de elementos quadriláteros planos, nos quais são consideradas fontes pulsantes para representação hidrodinâmica da embarcação e obtenção dos coeficientes hidrodinâmicos e forças de excitação de onda. A modelagem geométrica da embarcação é apresentada na figura 4.7.

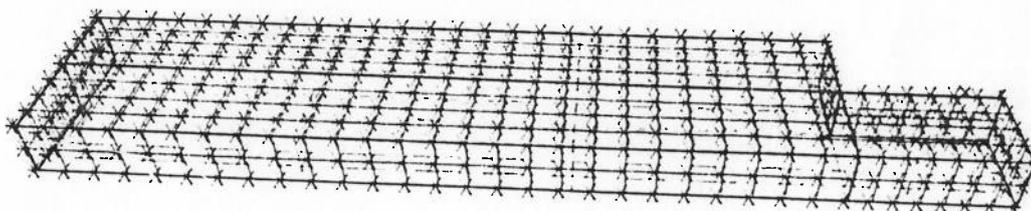


Figura 4.7 - Modelo Geométrico da Superfície do Casco

O efeito do amortecimento viscoso foi considerado para o movimento de *roll* da embarcação. Para este tipo de casco o efeito do amortecimento viscoso para o movimento de *roll* é significativo comparado ao amortecimento potencial, conforme o item 4.2. Os coeficientes de amortecimento viscoso foram obtidos através do método proposto por Watanabe (1957). Uma visão mais aprofundada no assunto, com a previsão de ressonâncias para os movimentos de barcas com fundo chato pode ser encontrada em Patel e Brown (1986).

As figuras 4.8 a 4.13 representam as funções de transferência do movimento da embarcação para ângulos de incidência de 0, 45 e 90 graus. As amplitudes de movimento são dadas em graus por metro de altura de onda e os movimentos em relação ao centro de gravidade.

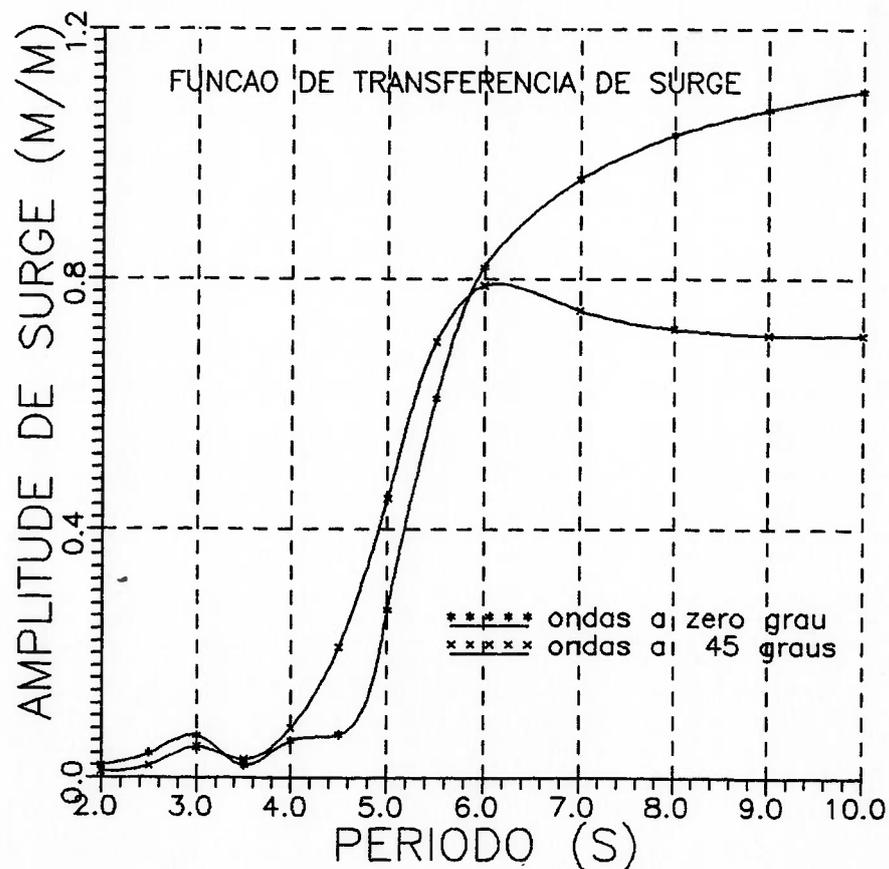


Figura 4.8 - Função de Transferência do Movimento de Surge

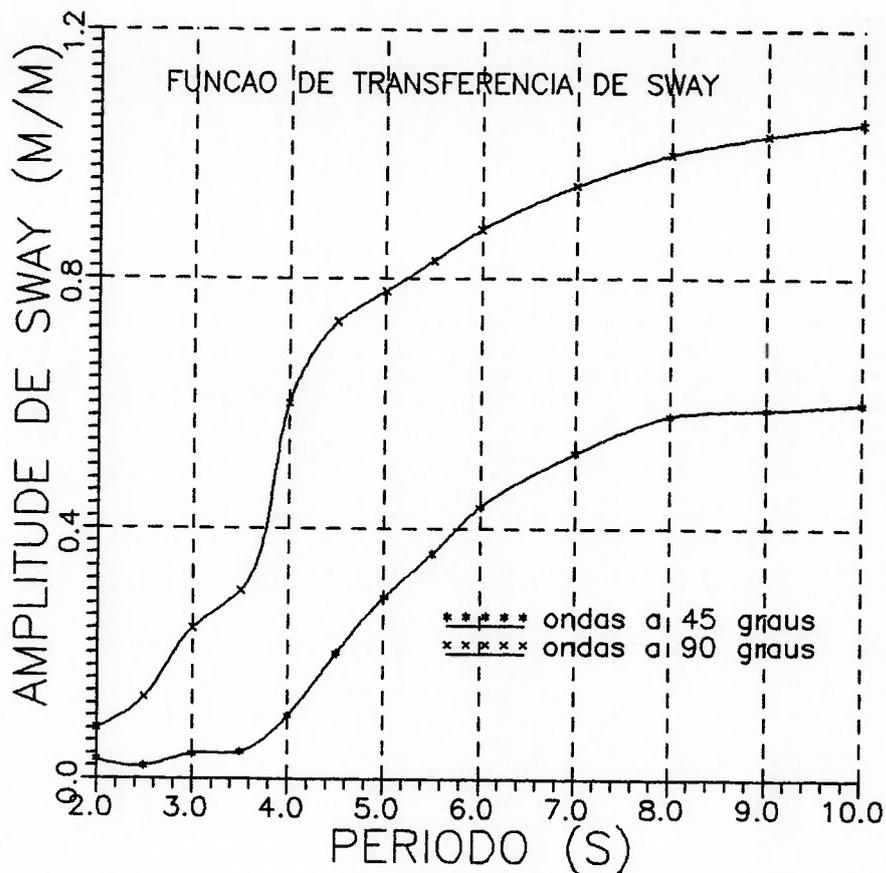


Figura 4.9 - Função de Transferência do Movimento de Sway

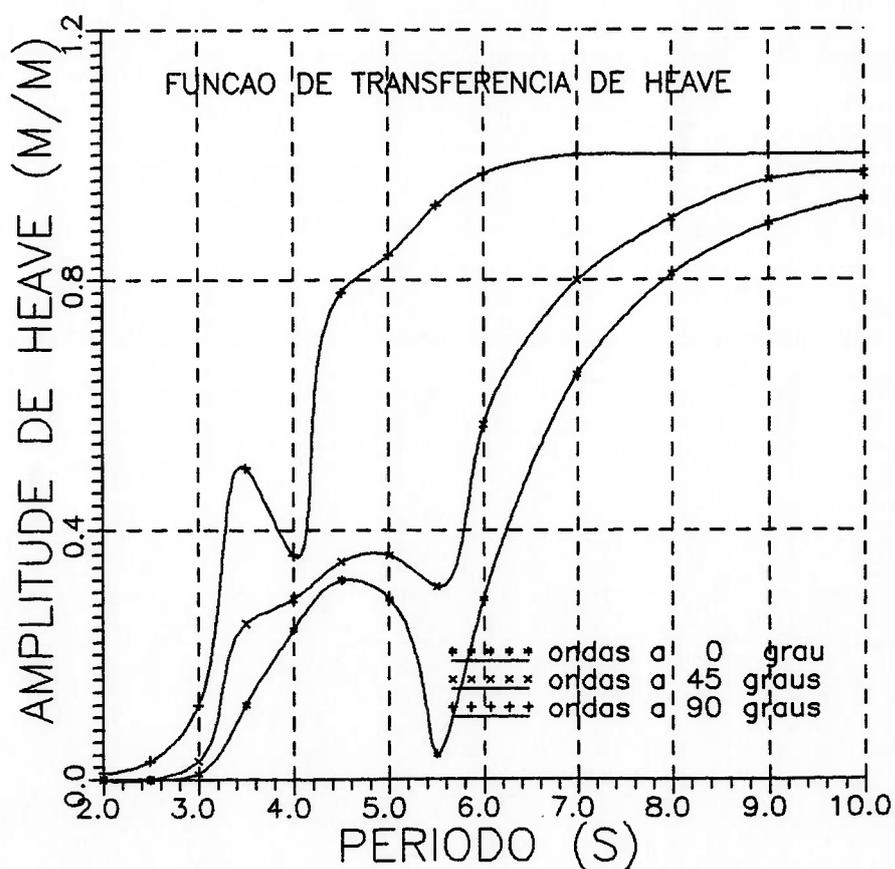


Figura 4.10 - Função de Transferência do Movimento de Heave

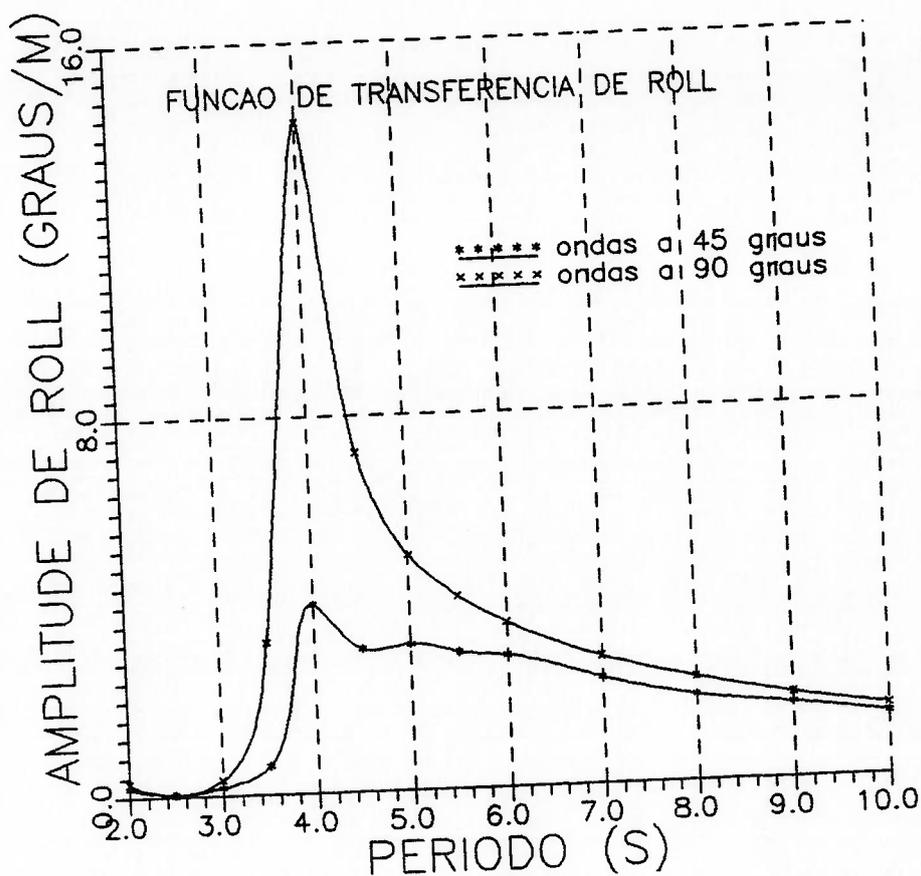


Figura 4.11 - Função de Transferência do Movimento de Roll

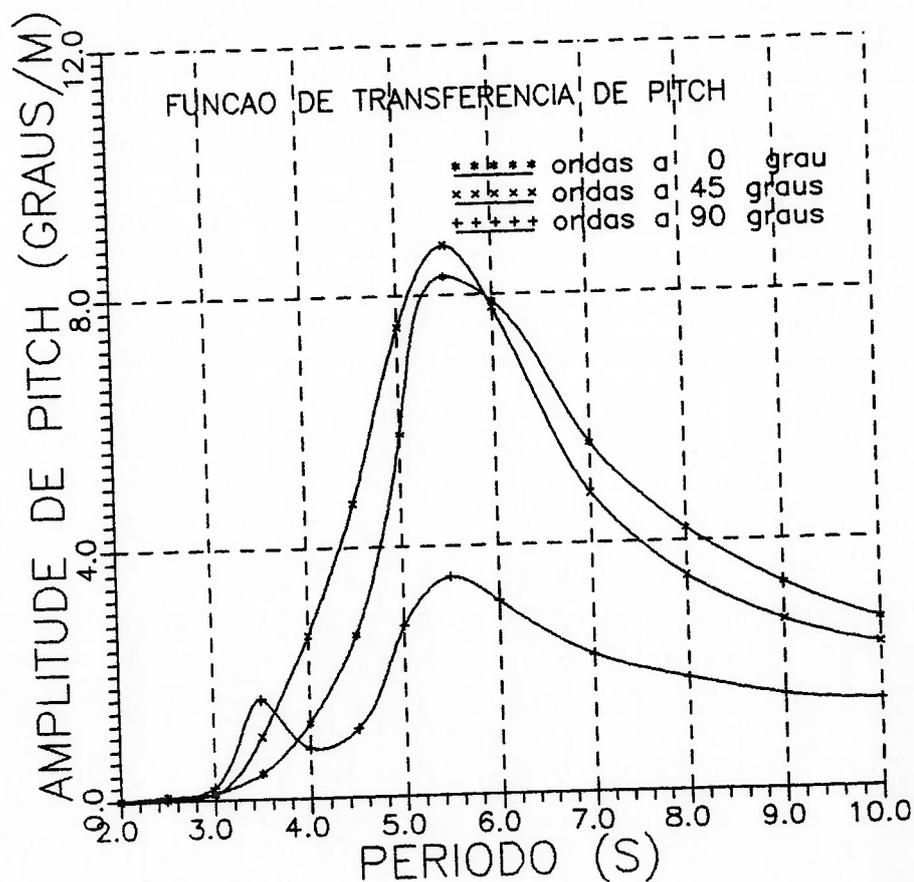


Figura 4.12 - Função de Transferência do Movimento de Pitch

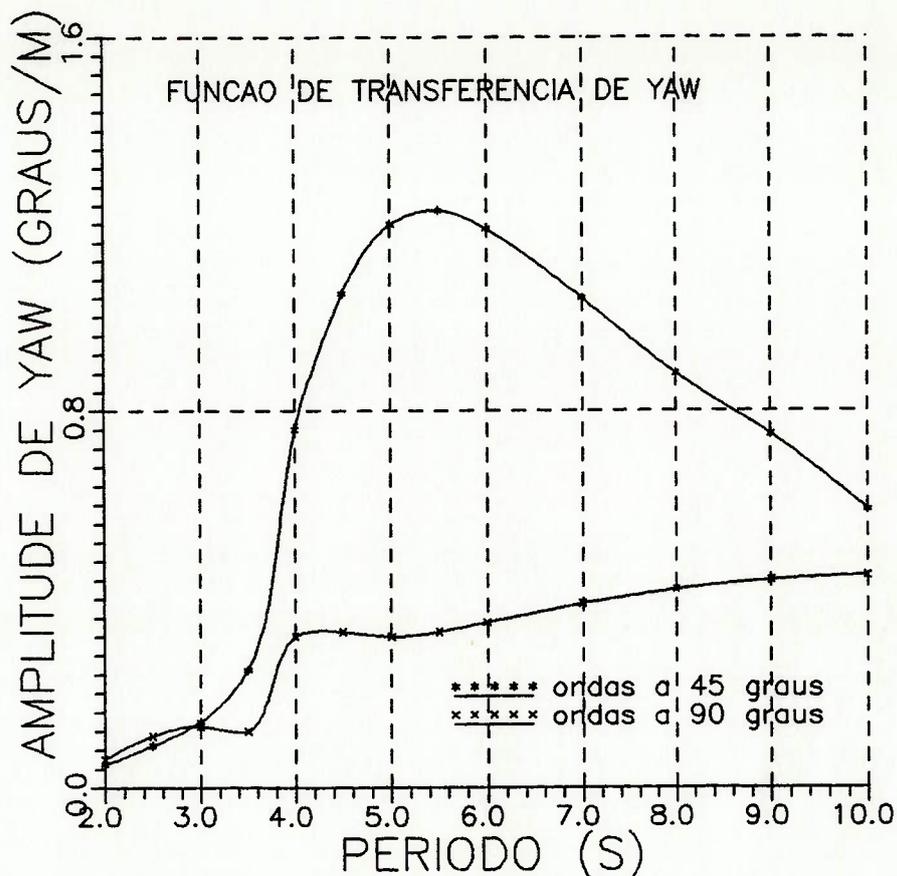


Figura 4.13 - Função de Transferência do Movimento de Yaw

Nota-se pelas figuras que a embarcação apresenta um movimento considerável de *roll*, sendo este o movimento crítico. O período natural para este movimento encontra-se próximo a 4.0 segundos, correspondendo a um período médio de ondas freqüentemente encontrado nas condições de mar do Brasil. No entanto, na operação de dragagem com o posicionamento da embarcação em ondas de través, o problema de movimento de *roll* excessivo não causa esforços significativos na fixação e no desagregador. Este movimento é altamente reduzido em ondas a 45 graus.

Por sua vez, o movimento de *pitch* apresenta amplitudes também consideráveis, com respostas similares para incidência de ondas a 0 e 45 graus, e período natural próximo aos 5,5 segundos. Estes resultados vêm confirmar o comportamento deste tipo de casco em ondas. Com ondas incidentes a 45 graus, caso crítico, a amplitude máxima de movimento obtida é próxima dos 9.0 graus por metro de altura de onda, o que torna a operação de dragagem impraticável nestas condições.

O movimento de *yaw* apresenta amplitudes não nulas, porém não significativas, em ondas a 90 graus devido a não simetria transversal do casco. Em ondas a 45 graus apresenta um pico de ressonância de pequena amplitude na faixa dos 5.5 segundos.

No caso dos movimentos de translação as amplitudes também não foram significativas e com períodos naturais acima dos 7.0 segundos.

Devido à necessidade de se operar as dragas em ondas e às conseqüentes amplitudes de movimento elevadas analisar-se-á no capítulo seguinte o comportamento da embarcação considerando um sistema de estabilização de movimento. O uso de métodos para redução de esforços sobre a fixação é relativamente caro e ainda pouco utilizado, e não serão abordados. A concepção de fixação da draga com amarração não soluciona o problema de movimento do casco.

5 SISTEMAS DE ESTABILIZAÇÃO DE EMBARCAÇÕES

A operação de uma embarcação é largamente prejudicada por movimentos de rotação excessivos, com redução de eficiência e suscetibilidade a danos. Para redução de movimento uma variedade de sistemas de estabilização vêm sendo desenvolvidos ao longo dos tempos. O termo estabilização é na verdade não muito apropriado, desde que todas as embarcações operando sob condições normais são estáveis por si próprias. Qualquer mecanismo disposto em uma embarcação para reduzir o movimento atuando de forma a dissipar energia deve ser chamado de amortecedor de movimento.

Dos seis graus de liberdade definidos para uma embarcação a maioria das aplicações dos sistemas de estabilização é para o movimento de *roll*, em geral crítico. Felizmente, desde que a resistência natural ao movimento de *roll* de uma embarcação é pequena na condição de sincronismo, estabilizadores relativamente pequenos podem prover um alto grau de estabilização. Barr, A.R. e Ankudinov, V. (1977) analisam a previsão do movimento de *roll* utilizando uma variedade de métodos teóricos disponíveis e sua redução pelo uso de alguns sistemas de estabilização comuns.

A seleção do melhor sistema para estabilização, se houver, deve levar em consideração o custo de instalação, redução da capacidade de carga, conforto, influência na velocidade (resistência), perfil de operação e eficiência do sistema. Cada um desses fatores possui efeitos diversos dependendo do tipo e função da embarcação. Sellars, F. H. e

Martin, J.P. (1992) descrevem um procedimento para seleção e avaliação de um sistema de estabilização de movimento.

O custo total inicial de um sistema de estabilização compõe-se de projeto, equipamento e instalação. Além destes, há custos indiretos associados à mudanças estruturais no casco, que as vezes são difíceis de serem quantificados.

A capacidade de carga da embarcação pode ser reduzida pela adição do sistema de estabilização. Em geral, as limitações na capacidade de carga ocorrem de três modos diferentes dependendo da embarcação. Há embarcações que operam no limite de calado, limite de volume e outras no limite de estabilidade inicial.

O movimento de *roll* pode ter efeito dominante em embarcações de passageiros quanto ao conforto, e no desempenho da tripulação e redução dos custos devido à interrupção de tarefas em operações offshore.

Considerando a influência na velocidade, a redução do movimento de *roll* de uma embarcação atua de maneira positiva na redução de resistência. Todavia, a instalação de um sistema de estabilização nem sempre garante a redução de forma global da resistência.

O perfil de operação define a missão e área de trabalho considerando a velocidade, limitações de movimento impostas por equipamentos e condições de onda.

Os mecanismos de estabilização representaram uma história longa de desenvolvimento tecnológico que para ser traçada deve-se rever os fatores que influenciaram o projeto de embarcações na metade do século XIX. Em 1860 a vela foi substituída pelo vapor o que resultou em problemas sérios

nos requisitos de estabilidade transversal de embarcações, principalmente militares. O uso das velas representava um amortecimento elevado para o movimento e a sua remoção implicou em consideráveis ângulos de movimento de *roll*. O uso atual de velas para propulsão provavelmente fará retornar o interesse deste sistema para estabilização.

Os primeiros sistemas de estabilização a surgirem foram as bolinas, que são extensões verticais da quilha em forma de chapeamento plano, longitudinalmente dispostas ao longo do corpo paralelo médio da embarcação. As bolinas foram adicionadas ao casco da embarcação para aumentar o amortecimento transversal do casco e desta forma diminuir consideravelmente o movimento de *roll* de embarcações. A variação do amortecimento, estritamente viscoso, pode ser obtida pela mudança na área da quilha e na distância em relação ao centro de giro da embarcação. O custo de instalação é usualmente mínimo e depende basicamente do peso em aço. No entanto, os efeitos sobre a velocidade da embarcação (acrécimo de resistência), os problemas estruturais, além dos problemas de interferência em operações de algumas embarcações de serviço tornaram-se obsoleta.

A partir de prolongamentos das quilhas outros sistemas de estabilização de movimento foram sendo desenvolvidos. Todos os sistemas baseavam-se no princípio de desenvolvimento de momentos estabilizadores opostos ao movimento da embarcação, dissipando parte da energia introduzida ao casco. Estes sistemas podem ser divididos em passivos e ativos. Nos sistemas passivos não há ação de

mecanismos de controle para os momentos estabilizadores. Nos sistemas ativos elementos sensores são utilizados para antecipar o movimento da embarcação e controlar os esforços desenvolvidos pelos estabilizadores. Uma descrição mais profunda dos sistemas de estabilização é descrita em Chadwick, J.H. (1955).

A inclusão dos sistemas de estabilização implica em um grau de liberdade adicional para descrição de movimento (estabilizador) e no acoplamento das equações da embarcação com o estabilizador.

Dos vários sistemas de estabilização historicamente desenvolvidos para embarcações, além da quilha, apenas três atingiram o estágio de instalação em serviço, consistindo dos seguintes tipos básicos descritos a seguir.

5.1 SISTEMAS DE MOVIMENTAÇÃO DE PESO SÓLIDO E GIROSCÓPIO

Os sistemas de movimentação de peso sólido foram experimentados a partir de 1900. Os mecanismos para movimentação e controle foram vários, desde pesos com movimento pendular controlados por máquinas hidráulicas, pesos em recipientes sobre canais com fluido viscoso, até pesos sobre trilhos.

Todos os sistemas anteriores tiveram sérias complicações para funcionamento adequado. Em geral, o peso em movimento não apresentava resposta rápida suficiente ou fase correta em relação aos sinais dos mecanismos de controle. Estes primeiros esforços poderiam ter atingido mérito se a tecnologia de mecanismos hidráulicos e controle

fosse melhor conhecida na época. Apesar disso, nenhum entusiasmo atual há no sentido de implementação deste tipo de sistema.

O giroscópio é um mecanismo para redução de movimento que funciona de maneira similar ao sistema anterior porém sem que haja movimento de translação, mas sim através da rotação em alta velocidade de massas consideráveis para que surjam os momentos de estabilização. Surgiram a partir de 1907, mas em só em 1932 foi que "Sperry" implementou o giroscópio sem deficiências de controle.

Os giroscópios então utilizados tinham seu peso em torno de 2.0% do deslocamento das embarcações propiciando uma redução de movimento de até 40% em alguns casos. No entanto, essa vantagem em geral não cobre o custo em peso, espaço e potência dispendidos pelo sistema.

5.2 FÓLIOS ATIVOS

Os sistemas de fólios ativos ganharam bastante interesse desde que surgiram por volta de 1935, após a guerra, em função do número de casos com resultados eficientes.

O sistema utiliza fólios que se projetam para ambos os bordos da embarcação na região ligeiramente superior ao bojo do casco. Os fólios são conectados a um mecanismo que permite variar o ângulo de ataque de acordo com o fluxo d'água encontrado. A estabilização é atingida posicionando-se os fólios de cada bordo em ângulos de ataque opostos de forma a se obter um momento oposto ao momento de

ondas externo.

A maioria dos sistemas de fólios ativos em uso são retráteis requerendo a instalação de mecanismos hidráulicos eficientes e geralmente caros para retração. Neste caso há necessidade de espaço interno extra, assim como potência para instalação do mecanismo. No entanto, pela retração dos fólios o arrasto é eliminado quando se opera em mares calmos e evita-se distúrbios na atracação e na docagem. A figura 5.1 ilustra um sistema de fólio ativo retrátil instalado em uma embarcação.

As forças de sustentação em um fólio variam com o quadrado da velocidade para um determinado ângulo de ataque e forma da seção. Portanto, os sistemas de fólios são mais eficientes para embarcações de alta velocidade.

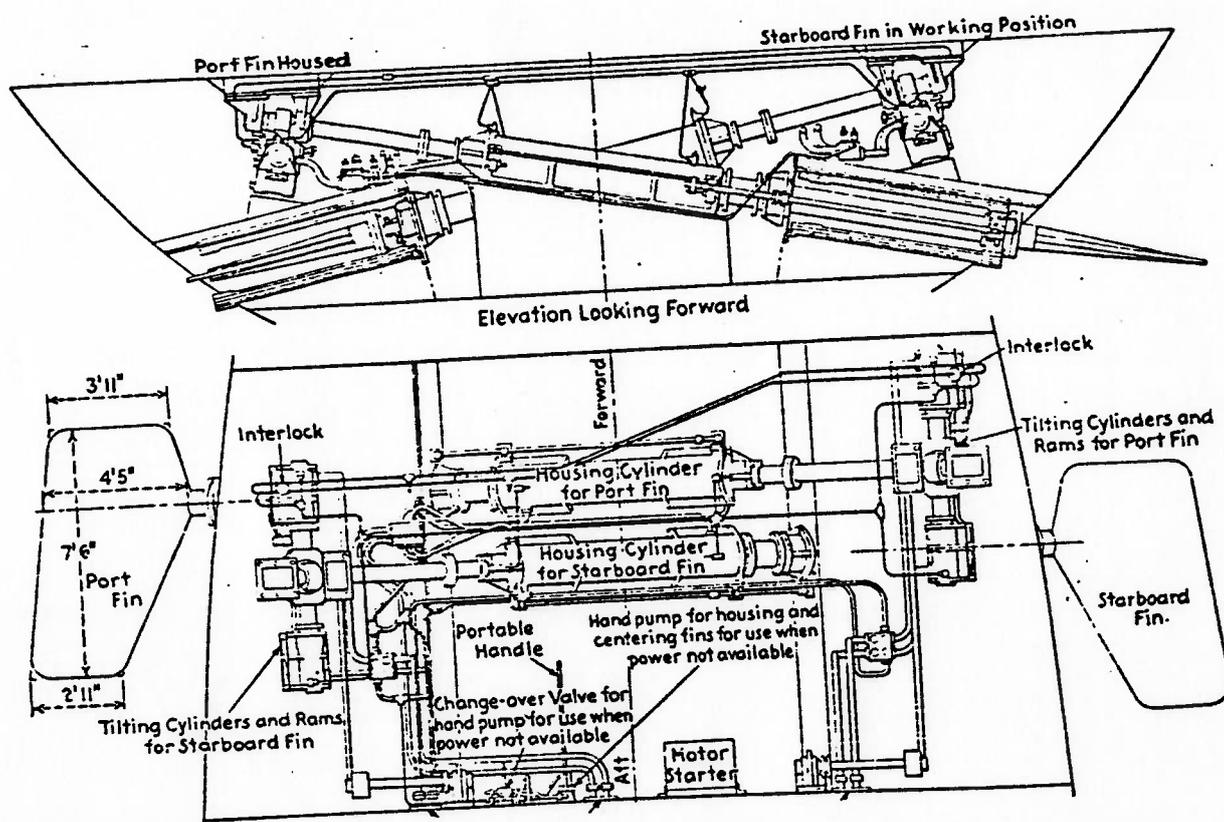


Figura 5.1 Sistema de Fólio Ativo e Retrátil

5.3 TANQUES DE COMPENSAÇÃO

A idéia dos tanques de compensação surgiu a partir da constatação do efeito favorável que se obtinha quando da inundação de compartimentos de navios militares danificados.

Quando os compartimentos são parcialmente inundados de forma que a água possa mover-se livremente de bordo a bordo, a inclinação da embarcação faz com que a água se mova do bordo mais alto para o mais baixo. Até que o movimento se complete a água atua como um esforço de estabilização de movimento. No movimento de volta o procedimento inverso ao anterior se repete. Este efeito é desenvolvido em alto grau quando os esforços externos são alternados, como no caso de ondas.

Em 1883 Philip Watts descreveu em detalhes o mecanismo pelo qual um momento estabilizador de *roll* é criado pela ação do fluido em um tanque com geometria retangular, incompleto a bordo de uma embarcação. Este tipo de tanque pode ser descrito como tanque de superfície livre. Neste caso a maior parte da energia dissipada no tanque é devido à geração de ondas. Outras geometrias da seção do tanque podem ser adotadas como por exemplo a forma em "H" e "C".

Em 1911 Frahm relatou o uso bem sucedido de um tanque em forma de um tubo em "U" para estabilização do movimento de *roll* e nos anos subseqüentes um grande número de embarcações foram equipadas com este sistema. O tubo em "U" consiste de dois braços verticais ou reservatórios laterais conectados inferiormente por um duto horizontal. Os topos dos reservatórios podem ser abertos à atmosfera ou

conectados por um tubo de ar horizontal com uma válvula intermediária. Uma versão aprimorada e mais eficiente do tanque de Frahm é obtida pela inclusão de uma bomba na parte inferior do tubo ou uma válvula para controle do fluxo no duto contendo fluido, diferenciando este sistema do anterior de passivo para ativo. A comparação do desempenho e aplicação dos tanques de compensação passivos e ativos pode ser encontrada em Bell, J. e Walker, W.P. (1966). No caso dos tanques em "U", a energia dissipada no tanque é por atrito nas paredes e pela formação de vórtices nos cantos. A diferença de pressão entre os reservatórios, responsável pelo aparecimento do momento do tanque, é devida a efeitos viscosos das paredes dos reservatórios.

Algumas modificações do tanque de Frahm foram desenvolvidas e instaladas em embarcações. Uma delas foi obtida pela remoção completa da parte horizontal do tubo sendo a parte inferior do reservatório lateral exposta aberta para o mar, através de furos no costado da embarcação como mostra a figura 5.2.

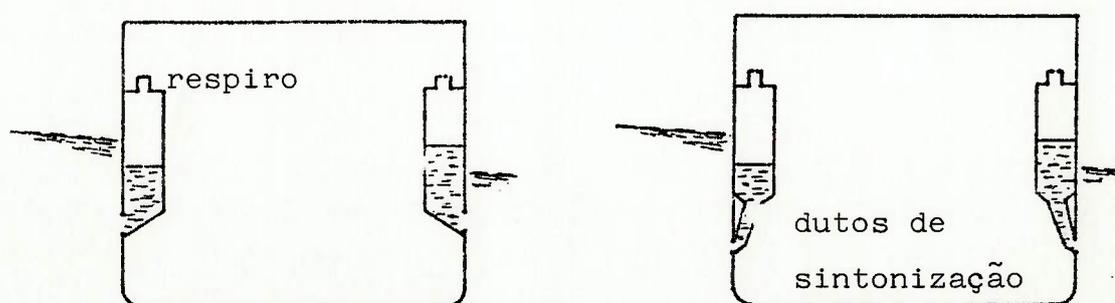


Figura 5.2 Tanques de Inundação com Furos Externos

Após a guerra o interesse em tanques passivos de compensação, estimulado por esforços do governo Americano, foi renovado naquele País e um trabalho de pesquisa foi desenvolvido na divisão de embarcações, " National Physical Laboratory (N.P.L.)" para se investigar os parâmetros de projeto associados a este.

Nos anos recentes um tanque de estabilização de roll foi desenvolvido consistindo de dois tanques de asa conectados em parte por uma superfície livre de fluido. Este tipo de tanque atua parcialmente como um tanque do tipo Frahm pois a diferença de pressão é criada por efeitos viscosos, e parcialmente como o tanque de superfície livre pela ação de ondas.

Os tanques de compensação possuem a vantagem de possuírem um desempenho praticamente uniforme em toda faixa de velocidades de uma embarcação. Não possuem partes móveis (exceto ativos) e, portanto, requerem pouca manutenção. Os problemas de arrasto como nas quilhas e nos fólios inexistem

De maneira geral os custos de instalação de um tanque são relativamente baixos e por isso estes são aplicados com grande intensidade, desde que se considere as limitações de peso, volume e estabilidade de uma embarcação. Os requisitos de peso e volume de fluido do tanque podem não ser prejudiciais desde que utilize-se o próprio suprimento de líquido (óleo combustível, água etc.) da embarcação.

6. TEORIA PARA TANQUES PASSIVOS DE COMPENSAÇÃO TIPO U

6.1 INTRODUÇÃO

O fluido em um tanque parcialmente preenchido em uma embarcação movimenta-se de um lado para outro através do tanque quando do movimento de rotação da embarcação. O peso do líquido em movimento exerce um momento que pode ser aproveitado para reduzir o movimento da embarcação. A figura 6.1 mostra o movimento desejável do fluido em relação ao movimento de *roll* da embarcação podendo-se constatar que o ideal seria o movimento do fluido antecipar-se ao movimento de *roll* de 90 graus, estando portanto em fase com a velocidade. Ao ajuste de movimento do líquido chama-se sintonização do tanque, a qual é obtida pelo relacionamento entre a frequência natural do tanque e da embarcação.

O mecanismo físico de funcionamento do tanque de compensação pode ser explicado pelo modelo do absorvedor dinâmico de vibração, descrito no apêndice B.

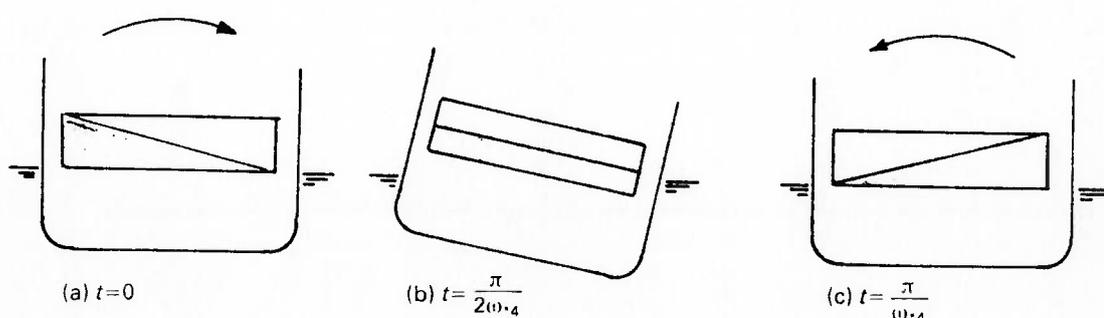


Figura 6.1 - Movimento de Fluido em um Tanque em U

O desenvolvimento teórico dos tanques de superfície livre teve seu início com Watts em 1883. Apesar de Watts descrever o mecanismo da ação do amortecimento os dados de projeto eram insuficientes para uso. Outros trabalhos neste sentido foram realizados por Bosch, Van Den e Vugts (1966), que estabeleceram equações de movimento que podem ser usadas para o projeto de tanques passivos, mas dados experimentais de amortecimento são requeridos para prever-se os movimentos. Apesar de se ter experimentos com várias geometrias de tanque e restrições ao fluxo (amortecimento) o projeto básico consiste de um tanque retangular sem restrições com variações dos parâmetros de projeto cujos resultados são apresentados na mesma referência. A N.P.L estabelece que o uso de restrições é usualmente requerido para se prover um projeto ótimo.

Goodrich, (1969) desenvolveu um modelo teórico linear com as equações acopladas do tanque e da embarcação onde faz variações dos parâmetros do tanque de forma a obter a influência na resposta de cada um. Infelizmente não há comparação com resultados experimentais para a relação entre o número de restrições e o amortecimento obtido. Chu et al. (1968) desenvolveram um modelo teórico englobando o cálculo do amortecimento do tanque para geometrias retangular e em "H". Neste estudo são comparados os resultados teóricos do momento do tanque com experimentais havendo diversidade de resultados e propondo-se a adoção de um modelo não linear.

No caso de tanques em "U" o desenvolvimento teórico foi feito por Verhagen e Wingaarden apud Goodrich (1969) com previsão do movimento do fluido no tanque com certo grau de

acuracidade. No entanto, não se combinou o tanque e a embarcação em um único sistema para se estabelecer a previsão do movimento de roll da embarcação sob a ação de ondas e do estabilizador.

Uma análise comparativa do desempenho dos tanques de superfície livre e do tipo em "U" pode ser encontrada em Field, S.B. (1975). Neste estudo os resultados de desempenho dos tanques são obtidos através de ensaios com variação paramétrica dos dados geométricos, com conclusões sobre as vantagens e desvantagens de aplicação dos tanques a um determinado tipo de embarcação.

Considerando o tanque misto de estabilização em "U", com a superfície do duto horizontal livre, o desenvolvimento teórico foi sumarizado por Vasta et al. (1961) que deriva as equações de movimento acopladas, embarcação-tanque, através das equações de Lagrange, calculando as energias cinética, viscosa e potencial.

Já no caso de tanques com aberturas para o meio fluido externo, ou tanques de inundação, o desenvolvimento teórico e o resultado de testes com um tipo de embarcação, para análise de desempenho, podem ser encontrados em Webster et al. (1988).

Com o objetivo de se analisar o efeito do tanque para estabilização da embarcação, um modelo matemático foi desenvolvido por Stigter em 1966 a partir da equação de Euler. Uma versão modificada para esta teoria é descrita em Seakeeping onde deriva-se as equações de movimento acopladas da embarcação estabilizada para os seis graus de liberdade usuais, além da equação de movimento do tanque em "U".

6.2 EQUAÇÃO DE MOVIMENTO PARA O FLUIDO NO TANQUE "U"

O objetivo é se determinar os movimentos do fluido contido no tanque sob a influência dos movimentos aplicados ao tanque pela embarcação. A figura 6.2 mostra o desenho esquemático do corte transversal de um tanque passivo em "U". O tanque consiste basicamente de dois reservatórios e um duto de conexão de seções transversais retangulares constantes. O comprimento do tanque na direção da embarcação é x_1 metros. O sistema de eixos adotado possui a origem "O" no ponto médio do duto de conexão e um eixo y ao longo do duto e verticalmente nos reservatórios. A velocidade do fluido ao longo do eixo y no sentido positivo (para cima no reservatório de bombordo) é v metros/seg. Três eixos adicionais são definidos : y_d com origem em "O" e paralelo ao duto, positivo para bombordo; y_{rp} e y_{rs} com origem na linha de centro do duto e paralelos às paredes dos reservatórios. n é a largura do tanque perpendicular ao eixo y , sendo uma variável com dois valores diferentes, h_d no duto e w_r nos reservatórios. Assume-se que não há fluxo na direção de n e os movimentos de uma unidade de massa do fluido (1 ton) são governados por uma versão simplificada da equação de Euler :

$$\partial v / \partial t + v \partial v / \partial y = Y - \partial P / \partial y \rho_t \quad (6.1)$$

onde Y é a força externa por unidade de massa e ρ_t a densidade massa do fluido no tanque.

O duto e os reservatórios possuem seções transversais constantes e portanto :

$$\partial v / \partial y = 0$$

em todos os pontos com exceção das junções entre o duto e os reservatórios. Desprezando-se os efeitos nos cantos a equação 6.1 reduz-se a :

$$\partial v / \partial t = Y - \partial P / \partial y \rho_t \quad (6.2a)$$

ou, como há apenas duas variáveis :

$$dv/dt = Y - dP/dy \rho_t \quad (6.2b)$$

Se a diferença de alturas do nível do fluido nos reservatórios é de "z" metros a velocidade em cada reservatório será :

$$v_r = d(z/2)/dt = w\tau/2 \text{ metros/seg.}$$

onde τ , assumido ser pequeno, é o ângulo do tanque definido na figura 6.2

$$w = w_d + w_r \text{ metros} \quad (6.3)$$

e a velocidade em qualquer ponto do tanque é :

$$v = w_r v_r / n = w_r w \tau / 2n \text{ metros/seg.} \quad (6.4)$$

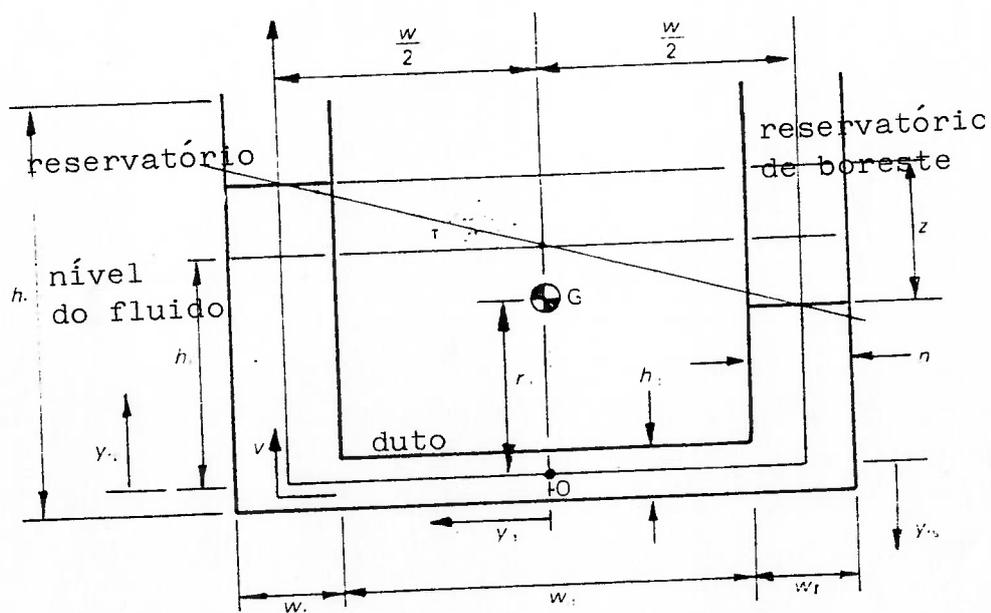


Figura 6.2 - Desenho Esquemático do Corte de um Tanque

A força externa por unidade de massa Y é composta de contribuições devido à acelerações aplicadas ao tanque e forças de atrito oriundas de perdas nas paredes e outras. A figura 6.3 mostra estas contribuições, que são divididas em:

a) A componente da aceleração devido à gravidade na direção do eixo y .

$$- g \cos\phi_1 \text{ metros/seg}^2$$

b) A aceleração devido à aceleração de roll .

$$- r \ddot{x}_4 \cos(\phi_2 - \pi/2) = r \ddot{x}_4 \sin\phi_2 \text{ metros/seg}^2$$

c) A componente da aceleração local na direção y

• no duto

$$Y_{LA} = \ddot{s}_2 \cos\alpha_4 \approx \ddot{s}_2 \text{ metros/seg}^2 \quad (6.5a)$$

• nos reservatórios

$$Y_{LA} = \ddot{s}_2 \sin\alpha_4 \approx 0 \text{ pois } \ddot{s}_2 \text{ e } \alpha_4 \text{ são por hipótese pequenos.} \quad (6.5b)$$

d) As forças de atrito. Apesar de se esperar que sejam proporcionais ao quadrado da velocidade local é conveniente se assumir que o amortecimento possa ser linearizado e proporcional à velocidade v . Se o comprimento do tanque (x_t) é bem maior que a dimensão normal "n" pode-se demonstrar que o atrito por unidade de massa é aproximadamente :

$$-qv/n \text{ kN/ton}$$

onde q é um coeficiente de resistência a ser estimado ou determinado por experimentos.

A equação 6.2b fica então :

$$w \ddot{w} / 2n + q w \dot{w} / 2n^2 + g \cos\phi_1 + r \ddot{x}_4 \sin\phi_2 - Y_{LA} = -dP/dy \rho_t \quad (6.6)$$

Esta equação pode ser integrada com respeito a y para se obter a equação de movimento do fluido no tanque (em

termos do ângulo τ) em função da diferença de pressão na superfície dos dois reservatórios. Estritamente, a integração deveria proceder do nível da superfície livre no reservatório de boreste (y negativo) até o nível da superfície no reservatório de bombordo (y positivo). No entanto, a variação contínua do nível de fluido introduz complicações e uma solução aproximada é obtida pela integração entre os níveis médios em cada reservatório. Assume-se também que a aceleração lateral \ddot{s} não varia apreciavelmente ao longo do eixo y . Obtém-se :

$$\rho_t w_r w I_1 \ddot{\tau} / 2 + \rho_t q w_r w I_2 \ddot{\tau} / 2 + \rho_t g I_3 + \rho_t I_4 \ddot{x}_4 + \rho_t \ddot{s}_2 I_5 = P_s - P_p \quad \text{kN/metro}^2 \quad (6.7)$$

onde :

$$I_1 = \int_{\text{tanque}} dy/n = w/h_d + 2h_r/w_r \quad (6.8)$$

$$I_2 = \int_{\text{tanque}} dy/n^2 = w/h_d^2 + 2h_r/w_r^2 \quad (6.9)$$

$$I_3 = \int_{\text{tanque}} \cos \Phi_1 dy = w x_4 \text{ metros} \quad (6.10)$$

$$I_4 = \int_{\text{tanque}} r \text{sen} \Phi_2 dy = w (r_d + h_r) \quad (6.11)$$

$$I_5 = - \int_{\text{duto}} dy = - w \quad (6.12)$$

e \int_{tanque} implica integração ao longo do eixo y desde o nível médio no reservatório de boreste até o nível médio no reservatório de bombordo e \int_{duto} é restrita ao duto. Os ângulos Φ_1 e Φ_2 são definidos para o duto e para os reservatórios na figura 6.3.

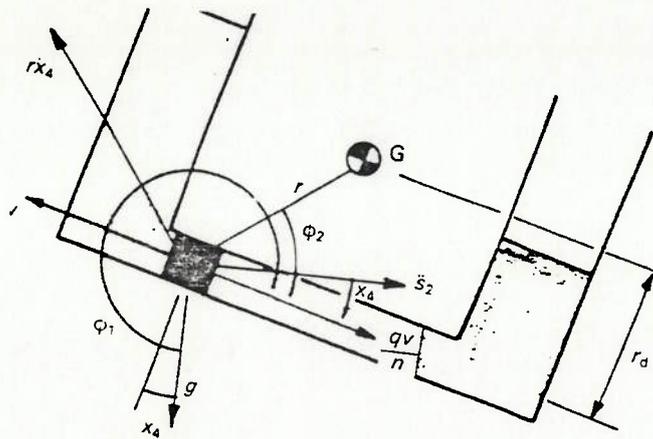


Figura 6.3 - Esforços Externos Aplicados ao Tanque

As pressões hidrostáticas nos níveis médios nos dois reservatórios são :

$$P_s = - P_p = -\rho_t g(w/2)\tau \quad \text{kN/metro}^2 \quad (6.13)$$

A equação 6.7 pode ser expressa como uma equação fornecendo o movimento do fluido do tanque como função do momento aplicado ao fluido do tanque multiplicando-se pelo momento de área dos reservatórios :

$$w w_r x_t / 2 \text{ metros}^3$$

Levando-se em consideração a aceleração lateral experimentada pelo tanque localizado x_{B1} metros avante do centro de gravidade obtém-se :

$$a_{\tau 2} \ddot{x}_2 + a_{\tau 4} \ddot{x}_4 + c_{\tau 4} \dot{x}_4 + a_{\tau \sigma} \dot{x}_\sigma + a_{\tau \tau} \dot{\tau} + b_{\tau \tau} \dot{\tau} + c_{\tau \tau} \tau = 0 \quad (6.14)$$

onde os coeficientes são :

$$a_{\tau 2} = - Q_t \text{ kN metros / (radiano/seg}^2) \quad (6.15)$$

$$a_{\tau 4} = Q_t (r_d + h_r) \text{ kN metros / (radiano/seg}^2) \quad (6.16)$$

$$c_{\tau 4} = Q_t g \text{ kN metros / radiano} \quad (6.17)$$

$$a_{\tau \sigma} = -Q_t x_{B1} \text{ kN metro / (radiano/seg}^2) \quad (6.18)$$

$$a_{\tau\tau} = Q_t w_r (w / 2h_d + h_r / w_r) \text{ kN metro}/(\text{radiano}/\text{seg}^2) \quad (6.19)$$

$$b_{\tau\tau} = Q_t q w_r (w/2h_d^2 + h_r/w_r^2) \text{ kN metro}/ (\text{radiano}/\text{seg}) \quad (6.20)$$

$$c_{\tau\tau} = Q_t g = c_{\tau 4} \text{ kN metro}/\text{radiano} \quad (6.21)$$

com :

$$Q_t = \rho_t w_r w^2 x_t / 2 \text{ ton metro} \quad (6.22)$$

6.3 EQUAÇÕES ACOPLADAS DE MOVIMENTO PARA UMA EMBARCAÇÃO COM TANQUE

O ângulo do tanque τ pode ser entendido como um grau de liberdade adicional nas equações de movimento de uma embarcação. Os seus efeitos são levados em consideração pela inclusão de termos adicionais, nas equações 4.11 à 4.16, da forma :

$$a_{i\tau} \dot{\tau}, b_{i\tau} \ddot{\tau}, c_{i\tau} \tau \quad (i = 1,6)$$

Alguns desses coeficientes são nulos. Em particular, o tanque não influencia os movimentos de *surge*, *heave* e *pitch* e portanto :

$$a_{i\tau} = b_{i\tau} = c_{i\tau} = 0 \quad (i=1; i=3; i=5)$$

Argumentos físicos simples demonstram que momentos de *yaw* e forças de *sway* não são causadas por um ângulo do tanque e que a taxa de variação do ângulo do tanque possui efeito desprezível nestes movimentos, então :

$$b_{i\tau} = c_{i\tau} = 0 \quad (i=2; i=6)$$

Além disso, assume-se que a taxa de variação do ângulo do tanque possui um efeito desprezível no momento de *roll*, portanto: $b_{4\tau} = 0$

As equações de movimento no plano lateral para uma embarcação estabilizada com tanque passivo resultam :

$$\begin{aligned} \text{sway: } & (m + a_{22}) \ddot{x}_2 + b_{22} \dot{x}_2 + a_{24} \ddot{x}_4 + b_{24} \dot{x}_4 + a_{26} \ddot{x}_6 + \\ & a_{27} \dot{\tau} = F_{v20} \text{sen}(wt + \gamma_2) \text{ kN} \end{aligned} \quad (6.23)$$

$$\begin{aligned} \text{roll: } & a_{42} \ddot{x}_2 + b_{42} \dot{x}_2 + (I_{44} + a_{44}) \ddot{x}_4 + b_{44} \dot{x}_4 + c_{44} x_4 + \\ & a_{46} \ddot{x}_6 + b_{46} \dot{x}_6 - [a_{47} \dot{\tau} + c_{47} \tau] = F_{v40} \text{sen}(wt + \gamma_4) \\ & \text{kN metro} \end{aligned} \quad (6.24)$$

$$\begin{aligned} \text{yaw : } & a_{62} \ddot{x}_2 + b_{62} \dot{x}_2 + a_{64} \ddot{x}_4 + b_{64} \dot{x}_4 + (I_{66} + a_{66}) \ddot{x}_6 + \\ & b_{66} \dot{x}_6 + c_{66} x_6 + a_{67} \dot{\tau} = F_{v60} \text{sen}(wt + \gamma_6) \text{ kN metro} \end{aligned} \quad (6.25)$$

As equações no plano vertical continuam as mesmas para a embarcação estabilizada sem tanque. Salienta-se que os termos de massa e inércia devem ser calculados para a embarcação considerando-se a massa do tanque. Representa-se, a seguir, as matrizes de massa, amortecimento e restauração para uma embarcação com tanque estabilizador.

Tabela 6.1 - Matriz de Massa da Embarcação com Tanque

	1	2	3	4	5	6	7
1	m + a						
2		m + a		a		a	a
3			m + a		a		
4		a		I + a		a	a
5			a		I + a		
6		a		a		I + a	a
7		a		a		a	a

Tabela 6.2 - Matriz de Amortecimento da embarcação com tanque

	1	2	3	4	5	6	7
1	b						
2		$b + b'$		b			
3			b		b		
4		b		b		b	
5			b		b		
6		b		b		b	
7							b

Tabela 6.3 - Matriz de Restauração da Embarcação com Tanque

	1	2	3	4	5	6	7
1							
2							
3			c		c		
4				c			
5			c		c		
6						c	
7							c

Deriva-se agora os coeficientes das acelerações do tanque $a_{2\tau}$, $a_{4\tau}$ e $a_{6\tau}$. Esses coeficientes podem ser considerados como a força de *sway*, momentos de *roll* e *yaw* requeridos para se manter uma aceleração do ângulo do tanque de $\dot{\tau} = 1$ radiano/seg².

Considerando o tanque mostrado na figura 6.4, se a aceleração do ângulo do tanque for $\dot{\tau}$ radianos/seg², a

aceleração do fluido nos reservatórios e no duto serão:

$$\dot{v}_r = w\dot{\tau}/2 \text{ e } \dot{v}_d = w_r w \dot{\tau} / 2h_d \text{ metros/seg}^2.$$

e as massas do fluido nos reservatórios e no duto são :

$$m_r = 2\rho_t h_r w_r x_t \text{ e } m_d = \rho_t w h_d x_t \text{ toneladas}$$

A força lateral que deve ser aplicada ao tanque para manter a aceleração no sentido horário (positiva) é :

$$a_{2\tau} \dot{\tau} = m_d \dot{v}_d = \rho_t w_r w^2 x_t \dot{\tau} / 2 \text{ kN para boreste}$$

$$\text{e então : } a_{2\tau} = Q_t = - a_{\tau 2} \text{ kN/(radianos/seg}^2) \quad (6.26)$$

Se o tanque é localizado x_{B1} metros avante do centro de gravidade o momento de yaw requerido para manter a aceleração é:

$$a_{\sigma\tau} = x_{B1} a_{2\tau} \dot{\tau} \text{ kN metros para boreste}$$

e então :

$$a_{\sigma\tau} = Q_t x_{B1} = - a_{\tau\sigma} \text{ kN metros/(radiano/seg}^2) \quad (6.27)$$

O momento de roll requerido para manter a aceleração do fluido nos reservatórios é :

$$m_r \dot{v}_r w/2 = \rho_t h_r w_r w^2 x_t \dot{\tau} / 2 \text{ kN metros para bombordo}$$

e o momento de roll requerido para manter a aceleração do fluido no duto é :

$$m_d \dot{v}_d r_d = \rho_t r_d w_r w^2 x_t \dot{\tau} / 2 \text{ kN metros para bombordo}$$

e então o momento de roll total é :

$$a_{4\tau} \dot{\tau} = \rho_t w_r w^2 x_t (h_r + r_d) \dot{\tau} / 2 \text{ kN metros para bombordo}$$

e obtemos :

$$a_{4\tau} = Q_t (h_r + r_d) = a_{\tau 4} \text{ kN metros/(radianos/seg}^2) \quad (6.28)$$

Finalmente obtemos o coeficiente $c_{4\tau}$ considerando o momento requerido para manter um ângulo positivo do tanque τ . O peso do fluido acima do nível de equilíbrio no reservatório de bombordo na figura 6.2 é :

$$\rho_t g w_r w x_t \tau / 2 \text{ kN}$$

e um peso similar é disposto no reservatório de boreste. Portanto o momento aplicado é :

$$c_{4\tau} \tau = \rho_t g w_r w^2 x_t \tau / 2 \text{ kN metros para bombordo e}$$

$$c_{4\tau} = Q_t g = c_{\tau\tau} = c_{\tau 4} \text{ kN metro/radianos} \quad (6.29)$$

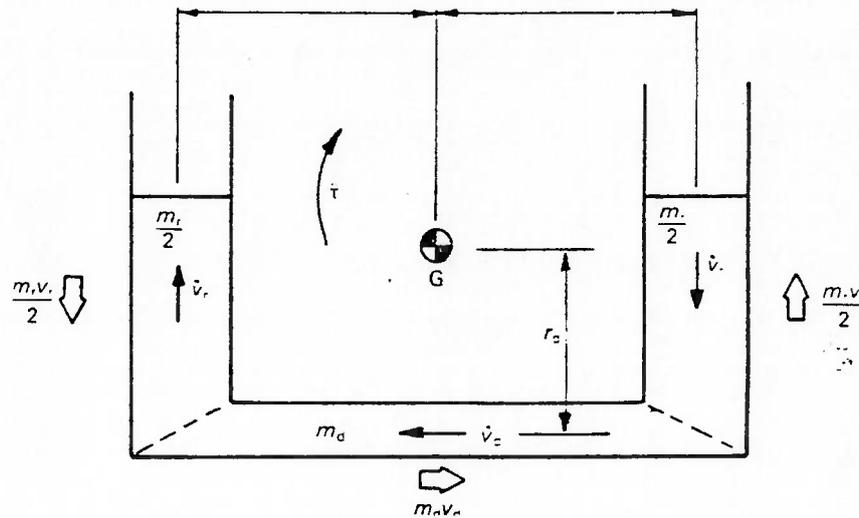


Figura 6.4 - Acelerações do Fluido no Tanque

6.4 FREQUÊNCIA NATURAL E AMORTECIMENTO DO TANQUE

O movimento do fluido no tanque é governado pela equação 6.14 que pode ser reescrita na seguinte forma :

$$a_{\tau\tau} \ddot{\tau} + b_{\tau\tau} \dot{\tau} + c_{\tau\tau} \tau = -(a_{\tau 4} \ddot{x}_4 + c_{\tau 4} x_4 + a_{\tau 2} \ddot{x}_2 + a_{\tau 6} \ddot{x}_6)$$

kN m (6.30)

Essa equação possui a mesma forma que a equação governando o comportamento de um sistema massa mola linearmente amortecido com os termos do segundo membro sendo a excitação ao tanque pela embarcação. A frequência natural do tanque é dada por :

$$\omega_t = \sqrt{\frac{c_{\tau\tau}}{a_{\tau\tau}}} = \sqrt{\frac{2gh_d}{w_r w + 2h_r h_d}} \text{ radianos / seg.} \quad (6.31)$$

O coeficiente de amortecimento do tanque é dado por :

$$\eta_t = b_{\tau\tau} / 2 \sqrt{c_{\tau\tau} a_{\tau\tau}} \quad (6.32)$$

O amortecimento do tanque pode ser determinado através de um simples experimento de amortecimento livre em um modelo fixo de um tanque . O modelo deve ser feito em uma escala razoavelmente grande em acrílico ou material transparente de forma que as oscilações do fluido possam ser observadas. O coeficiente de amortecimento pode ser estimado pelo decaimento do ângulo do fluido no tanque. O amortecimento do tanque pode ser obtido então por :

$$b_{\tau\tau} = \eta_t Q_t \sqrt{g w_r (w/h_d + 2h_r/w_r)} = 2\eta_t Q_t g/\omega_t \text{ kNm/(rad/seg)} \quad (6.33)$$

O coeficientes de amortecimento usuais, para o caso de tanques em "U", obtidos em ensaios variam de 0.05 a 0.20.

7 DIMENSIONAMENTO DE TANQUES PASSIVOS DE ESTABILIZAÇÃO

7.1 REQUISITOS BÁSICOS

O tanque deve ser dimensionado de maneira que o momento estabilizador aplicado pelo tanque seja exatamente oposto ao momento de excitação de *roll* aplicado pelas ondas. Este escopo é impossível de ser atingido para todas as frequências simultaneamente e opta-se por otimizar o desempenho na frequência natural onde o movimento de *roll* é crítico. O movimento de *roll* está atrasado em relação à excitação de ondas de 90° na frequência natural e portanto requer-se que o momento de estabilização preceda o movimento de 90° nesta frequência. É ainda desejável que o momento de estabilização seja máximo na frequência natural.

O momento de *roll* aplicado pelo tanque à embarcação pode ser calculado usando-se as equações 6.14 e 6.24. Desprezando-se a influência das acelerações de *sway* e *yaw* a álgebra torna-se consideravelmente simplificada. Supõe-se que a embarcação possui movimento de *roll* em ondas regulares dado por:

$$x_4 = x_{40} \text{ sen } (\omega t)$$

e que o movimento do fluido do tanque resultante é :

$$\tau = \tau_0 \text{ sen } (\omega t + \varepsilon_{t1})$$

O momento estabilizador aplicado à embarcação é :

$$F_{t4} = F_{t40} \text{ sen } (\omega t + \varepsilon_{t2}) \text{ kN metros}$$

Substituindo estas expressões nas equações 6.14 e 6.24 obtém-se a resposta do momento do tanque ao movimento de *roll* da embarcação:

$$\begin{aligned}
 F_{t40}/x_{40} &= (c_{\tau 4} - \omega^2 a_{\tau 4}) / \sqrt{(c_{\tau \tau} - \omega^2 a_{\tau \tau}) + b_{\tau \tau}^2 \omega^2} \\
 &= Q_t g(1 - 2a_{\tau 4}/Q_t g)^2 / \sqrt{(1 - \Lambda^2)^2 + 4\eta_t^2 \Lambda^2} \quad (7.1)
 \end{aligned}$$

e a fase é dada por :

$$\text{tang} \varepsilon_{t1} = \text{tang} \varepsilon_{t2} = -b_{\tau \tau} \omega / (c_{\tau \tau} - \omega^2 a_{\tau \tau}) = -2\eta_t / (1 - \Lambda^2) \quad (7.2)$$

o que mostra que o momento do tanque esta sempre em fase com o movimento do tanque.

A figura 7.1 a seguir mostra a amplitude do momento do tanque e o valor da fase em função de Λ , calculados pelas equações anteriores para um tanque com as seguintes características :

$w = 20 \text{ m}$, $w_r = 3 \text{ m}$, $h_r = 5 \text{ m}$, $h_d = 1 \text{ m}$, $x_t = 10 \text{ m}$,
 $\eta_t = 0.1$ e com uma frequência natural de :

$$\omega_t = 0,529 \text{ radianos/seg.}$$

A figura mostra que o momento estabilizador é máximo próximo à frequência natural do tanque (ω_t) e que a fase nesta frequência é : $\varepsilon_{t1} = 90^\circ$. Evidentemente o desempenho ótimo do tanque na frequência natural da embarcação é garantido se a frequência natural do tanque e a da embarcação forem as mesmas.

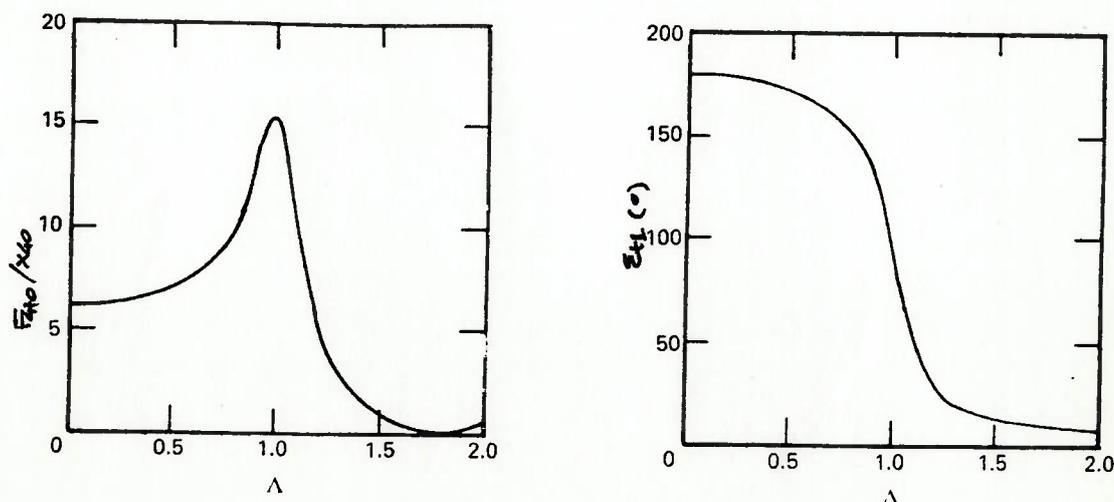


Figura 7.1 - Características do Momento Estabilizador

No entanto, a inclusão do tanque modifica o sistema original para um sistema com dois graus de liberdade, e de acordo com o modelo do absorvedor dinâmico de vibração, descrito no apêndice B, as duas novas frequências naturais são determinadas a partir da relação entre a inércia do tanque e a inércia da embarcação.

Selecionado um tanque de compensação, a curva de resposta do sistema pode ser modificada em função do amortecimento do tanque. Não obstante, há dois pontos na curva que possuem ordenada fixa, independente do amortecimento. Em alguns casos, pode ser favorável que estas duas ordenadas sejam iguais e o valor da relação entre frequências que satisfaz esta condição é dado por: $f=1/(1+\mu)$, conforme apêndice B. No caso de tanques de compensação, a relação entre inércias é pequena, o que torna o valor de projeto de f ligeiramente inferior à unidade. Salienta-se que na análise da resposta de movimento deve-se ter em mente o cruzamento espectral. Em alguns casos a energia introduzida no sistema pode ser significativa para uma estreita faixa de frequências, podendo-se optar pela redução de movimento nesta faixa.

7.2 EFEITO DAS DIMENSÕES DO TANQUE NA FREQUÊNCIA NATURAL

A figura 7.2 mostra gráficos da frequência natural do tanque em função das dimensões h_d , w , w_r , e h_r . Esses gráficos são para um projeto inicial do tanque com as características citadas acima.

A frequência natural do tanque decresce com as dimensões w e w_r e cresce com a largura do duto h_d . No entanto, a frequência natural do tanque é quase insensível a profundidade do fluido h_r no tanque. Segue então que quase não se pode ajustar a frequência natural do tanque após o tanque instalado na embarcação.

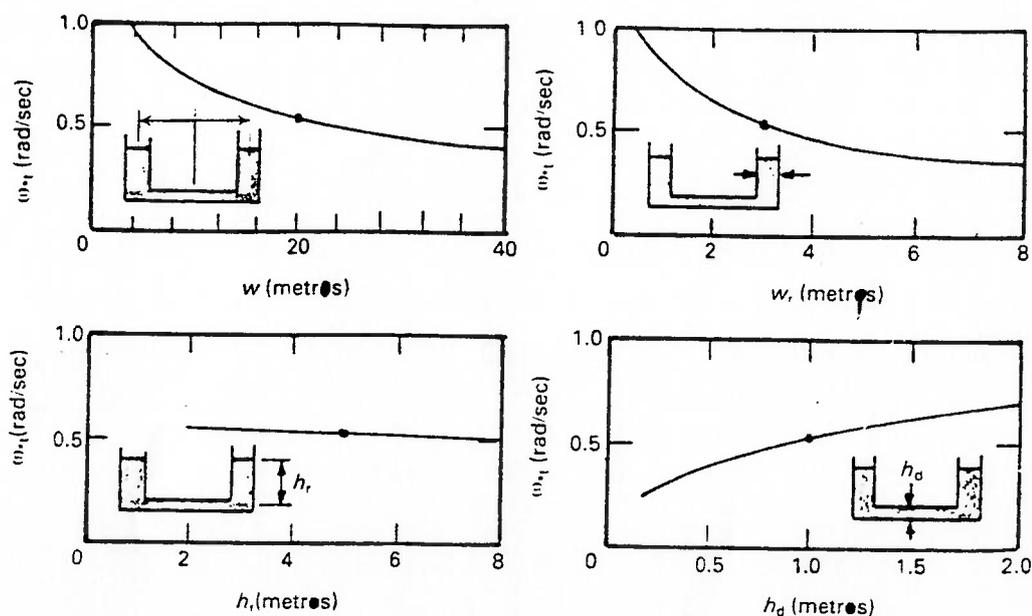


Figura 7.2 - Efeito das Dimensões do Tanque na Frequência Natural

7.3 VARIAÇÃO DO MOMENTO ESTABILIZADOR MÁXIMO

O momento estabilizador desenvolvido na frequência natural de roll é obtido setando-se $\Lambda = 1$ na equação 7.1 obtendo-se :

$$F_{t40}/x_{40} = Q_t g [1 - a_{T4}/Q_t g]^2 / 2\eta_t \text{ KN metros/radiano (7.3)}$$

Fixados os parâmetros que determinam a frequência natural do tanque o valor do momento depende dos parâmetros remanescentes ρ_t , x_t , η_t e r_d . O momento estabilizador cresce com os valores de ρ_t e x_t . A figura 7.3 mostra a variação do momento de pico, por metro de comprimento de tanque, com a posição vertical do duto relativamente ao centro de gravidade da embarcação. Nota-se que o tanque torna-se mais efetivo se é posicionado alto na embarcação, ou seja, r_d pequeno, no caso do tanque abaixo do centro de gravidade.

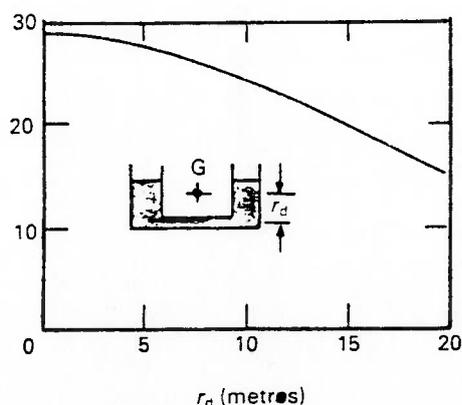


Figura 7.3 - Amplitude do Momento Estabilizador em Função da Posição Vertical do Tanque

7.4 EFEITO NA PERDA DE ESTABILIDADE

Uma das penalidades de tanques passivos é a perda de estabilidade pelo efeito de superfície livre. Esta pode ser estimada usando-se a equação 6.24. Se considerarmos o comportamento em *roll* na frequência zero pode-se escrever:

$$F_4 = c_{44} x_4 - c_{4\tau} \tau$$

onde F_4 é um momento estático aplicado à embarcação. O ângulo da embarcação é, pela equação 6.14, $\tau = -x_4$ radianos e usando-se a equação 6.17 chega-se à :

$$m g GM (1 - \mu_t) x_4 = F_4 \text{ kN metros}$$

onde μ_t é a perda relativa na altura metacêntrica:

$$\mu_t = Q_t / m GM \quad (7.4)$$

Naturalmente a perda de estabilidade estática é indesejável e é usualmente limitada à 25% do valor inicial.

A massa do fluido no tanque é dada por :

$$m_t = \rho_t x_t (w h_d + 2h_r w_r) \text{ toneladas} \quad (7.5)$$

e um grau satisfatório de estabilização pode ser atingido se m_t for da ordem de 1 a 5 % da massa da embarcação.

7.5 EFEITO DO AMORTECIMENTO DO TANQUE

A figura 7.4 mostra o efeito do amortecimento do tanque na função de transferência de *roll* de uma embarcação com velocidade nula. Para valores baixos de amortecimento o pico de resposta de *roll* na frequência natural é efetivamente eliminado, mas com formação de picos de ressonância em frequências maiores e menores na região adjacente. Isto indica que o tanque pode amplificar o movimento nestas

frequências possibilitando uma amplificação geral do movimento dependendo da forma do espectro de energia de ondas. Esta tendência pode ser eliminada, ou pelo menos reduzido, pelo aumento do amortecimento do tanque, selecionando-se o valor de amortecimento de forma a uniformizar a resposta entre as frequências naturais.

O movimento em frequências baixas é amplificado mas este fato é uma característica comum a todos tanques passivos desde que a perda de estabilidade implica que o movimento estabilizado na frequência nula excede o movimento de *roll* se não houvesse tanque.

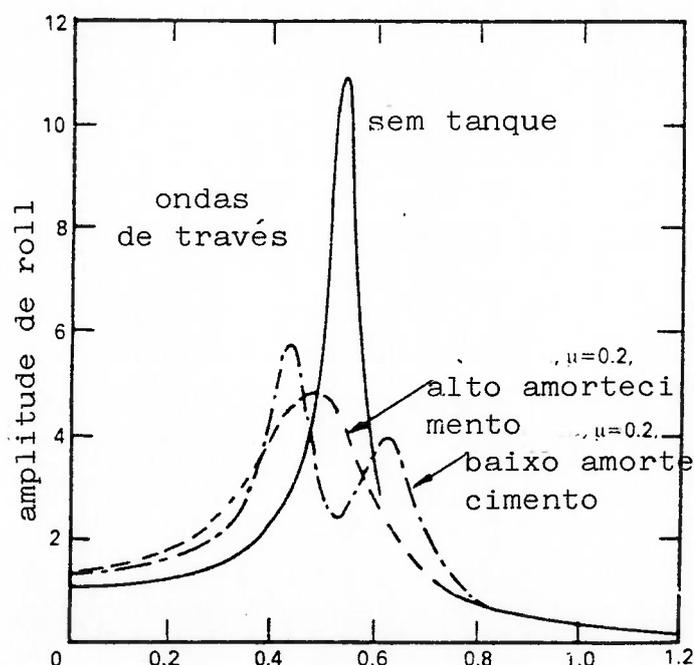


Figura 7.4 - Efeito do Amortecimento do Tanque na Função de Transferência de Movimento

8. APLICAÇÃO NA EMBARCAÇÃO

Pela análise dos resultados obtidos no capítulo 4 constata-se que a embarcação em estudo apresenta movimentos críticos de *roll* em ondas de través, e de *pitch* em ondas de proa e a 45 graus. Para o caso de movimento de *roll* a amplitude de movimento na faixa do período natural é de 14 graus por metro de altura de onda e para o movimento de *pitch* de 9 graus por metro de altura de onda.

Em termos práticos, na operação da embarcação em regiões costeiras não há direção preferencial de ondas. Desta forma, as amplitudes de movimento de *roll* e *pitch* são consideráveis na faixa do período natural, que corresponde ao período de ondas com espectro de energia significativo que é freqüentemente encontrado na Costa Brasileira.

Com base nos fatores acima faz-se neste capítulo a análise da aplicação de tanques em "U" para compensação de movimento da draga. O cálculo de movimento acoplado é feita com a teoria desenvolvida no capítulo 6. As equações foram implementadas em um algoritmo numérico em computador.

A primeira consideração feita é que o fluido utilizado no tanque faz parte da água embarcada para lastro da própria embarcação. Com essa condição assume-se a hipótese do deslocamento ser constante, e igual ao de projeto, qualquer que seja a geometria do tanque utilizada. A hipótese é razoável, desde que, não se ultrapasse o limite de aproximadamente 10% do deslocamento da embarcação em termos de peso de líquido acrescentado.

Para determinação das dimensões principais do tanque

utiliza-se a expressão da frequência natural do tanque (equação 6.31) setando-se esta próxima à frequência natural da embarcação para uma determinada direção de movimento. Com esta condição o desempenho do tanque na frequência natural da embarcação é ótimo, pois o momento estabilizador desenvolvido é máximo, conforme o item 7.3. A seção transversal do tanque é disposta de forma que o movimento do fluido tenha a mesma direção de movimento considerado.

Em uma primeira etapa analisa-se o desempenho de um tanque de compensação para redução de movimento de *roll* da embarcação. A análise é feita através da variação paramétrica dos dados geométricos e de amortecimento do tanque e da influência destes no desempenho do tanque. Os resultados são comparados com os resultados teóricos de forma a validar-se o modelo adotado e fornecer subsídios para o dimensionamento de tanques.

Em uma segunda etapa dimensiona-se o tanque de compensação para movimento de *pitch* com o objetivo de se obter uma redução da amplitude de movimento satisfatória. Apresenta-se nos resultados as características geométricas do tanque obtido.

Nas etapas acima deve-se ter em mente as limitações geométricas do tanque em função das restrições das dimensões da embarcação e, ainda, considerar a viabilidade de acomodação do tanque em determinada posição do casco. Outro fator importante, é que a teoria desenvolvida no capítulo 6 considera pequenos ângulos de inclinação. Desta forma, assume-se que o fluido do tanque não atinge o topo do reservatório (saturação) e nem o nível do duto.

8.1 RESULTADOS OBTIDOS PARA O TANQUE DE ROLL

Neste item analisa-se a influência da variação paramétrica da geometria e amortecimento do tanque na função de transferência de movimento de *roll* acoplado.

Considera-se, em todos os casos, o posicionamento longitudinal do tanque com centro de gravidade coincidente com o centro de gravidade longitudinal da embarcação. Para comparação dos resultados adota-se o peso total de fluido no tanque igual a 5% do deslocamento da embarcação em todos os casos analisados, com exceção do caso onde analisa-se o efeito da variação da massa total de fluido no tanque. Para uma dada geometria do tanque, a massa total de fluido é função do comprimento do tanque (x_t).

Os dados geométricos iniciais do tanque são tomados com base nos gráficos do capítulo 7 para sintonização da frequência natural. De acordo com os gráficos, a frequência natural é sensível a variações nos parâmetros de distância entre centros de superfícies livres, larguras dos reservatórios e do duto. Por outro lado, é pouco sensível à variação no nível de fluido do reservatório.

Adotou-se inicialmente, a relação entre a seção transversal do reservatório e do duto unitária ($w_r/h_d = 1$), com $w_r = 1.0$ metros e o nível d'água no reservatório igual a 1.5 metros ($h_r = 1.5m$). Variando-se a distância entre os centros de superfícies livres (w) entre 4 e 6 metros obtém-se diferentes períodos naturais para o tanque. Os parâmetros de amortecimento (η_t) e posição vertical do tanque em relação ao centro de gravidade (r_d), que não

influenciam no período natural, são considerados nulos.

A figura 8.1 ilustra os resultados da função de transferência de movimento de *roll* acoplado para períodos naturais do tanque variando de 3.5 a 4.5 segundos. Nota-se que o tanque com período natural de 4.0 segundos ($w=5.0$ m) possui maior efeito de redução da amplitude de movimento na faixa de ressonância. Na região adjacente ao período de ressonância há formação de dois picos que não ocorrem na curva de resposta da embarcação sem tanque. Considerando-se os tanques com períodos naturais não sintonizados, o efeito de redução e formação dos picos adjacentes é diluído à medida que se afasta da sintonização. Nota-se também que a curva de resposta com o tanque sintonizado em 4.5 segundos apresenta pequena redução na faixa de sintonização, com semelhante efeito ao anterior de formação de picos adjacentes. Neste caso, há amplificação de movimento na faixa dos 4.0 segundos, o que é indesejável.

A partir dos dados anteriores, a primeira variação paramétrica é feita na relação entre a largura do reservatório e a altura do duto (w_r/h_d) entre 0.8 e 1.2, simultaneamente com a distância entre centros de superfícies livres (w) mantendo-se o período natural sintonizado em 4.0 segundos. Variando-se o valor de w (4 a 6) obteve-se diferentes valores do parâmetro de perda relativa de estabilidade (μ_t) (0.018 a 0.022). A figura 8.2 ilustra os resultados da função de transferência de *roll* acoplado, onde nota-se que o efeito de um pequeno acréscimo no parâmetro μ_t é significativo na resposta. Para se obter máximo efeito do tanque deve-se aumentar o valor de w , ou seja, a inércia do

tanque, diminuindo a relação entre a largura do reservatório e a altura do duto.

A segunda variação paramétrica é feita na massa total de fluido no tanque, considerando a configuração geométrica do tanque sintonizado em 4.0 segundos. A figura 8.3 ilustra as curvas de resposta para os casos de massa de fluido de 5% ($\mu_t=0.018$) e 10% ($\mu_t=0.036$) do deslocamento da embarcação. No caso dos tanques em "U", dadas as restrições geométricas, em função da sintonização, variações significativas no parâmetro μ_t só podem ser obtidas pela variação do comprimento do tanque, implicando na variação da massa de fluido.

Uma outra variação paramétrica foi feita para a posição vertical do tanque em relação ao centro de gravidade da embarcação r_d . Nota-se pela figura 8.4 que quanto maior for o valor de r_d maior será o efeito do tanque na faixa de ressonância, porém há amplificação da resposta na região dos picos adjacentes.

Para o amortecimento do tanque foram feitas análises com η_t variando de 0 a 0.2, a partir da configuração inicial do tanque sintonizado em 4.0 segundos. Pela figura 8.5 constata-se que quanto maior o valor do amortecimento maior é a amplitude da resposta na faixa da frequência de sintonização, havendo porém uma redução da amplitude dos picos adjacentes. Deve-se portanto ajustar o amortecimento do tanque de forma a se uniformizar a resposta na faixa delimitada pelos picos.

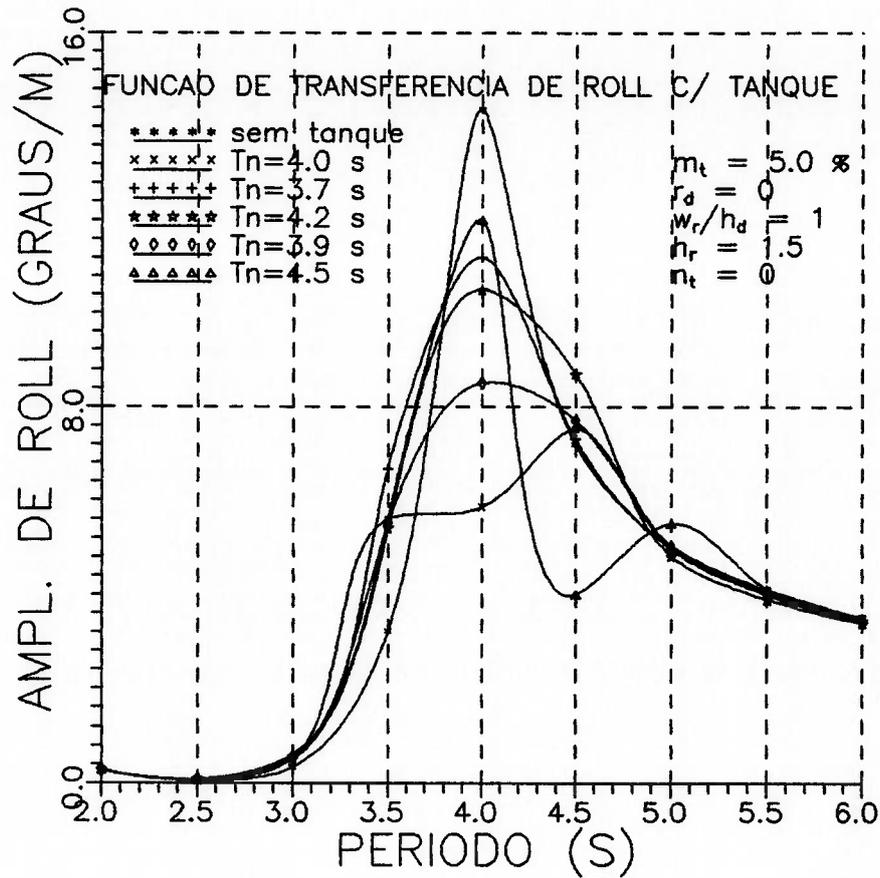


Figura 8.1 Roll Acoplado em Função do Período Natural

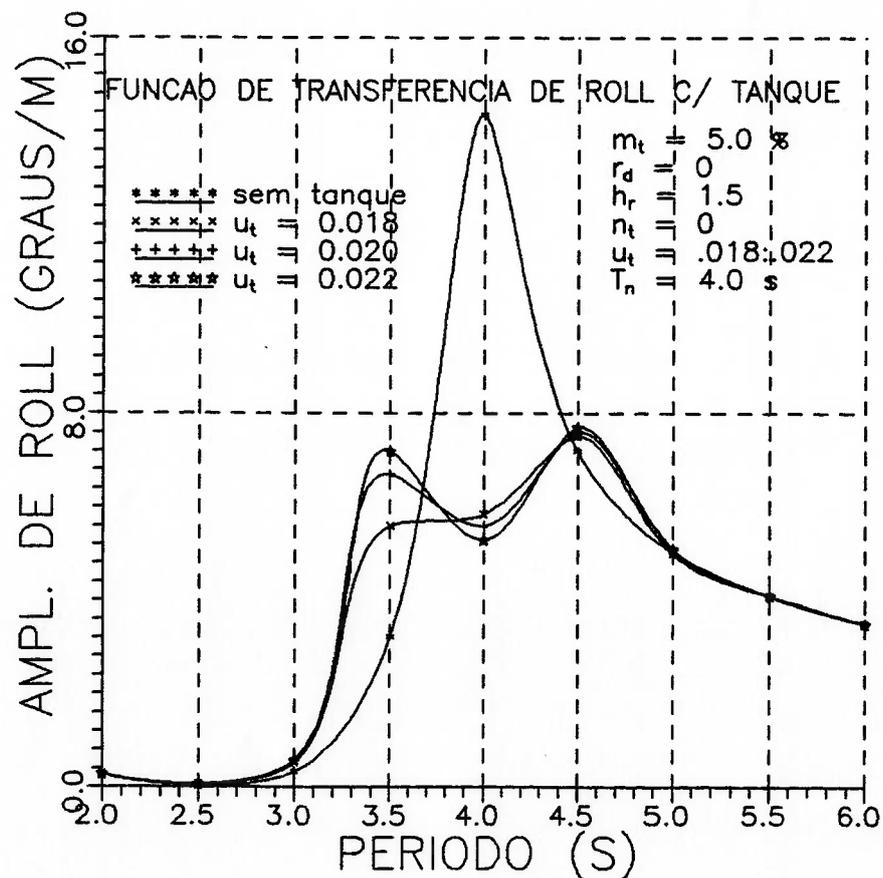


Figura 8.2 Roll Acoplado em Função da Superfície Livre

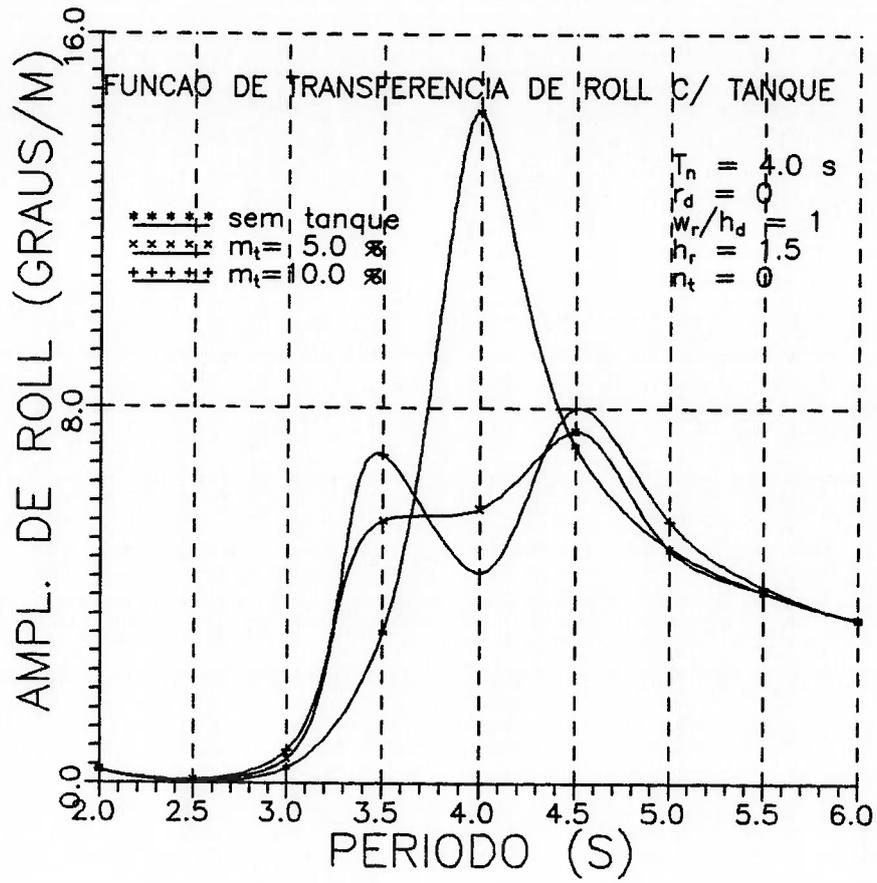


Figura 8.3 Roll Acoplado em Função da Massa do Tanque

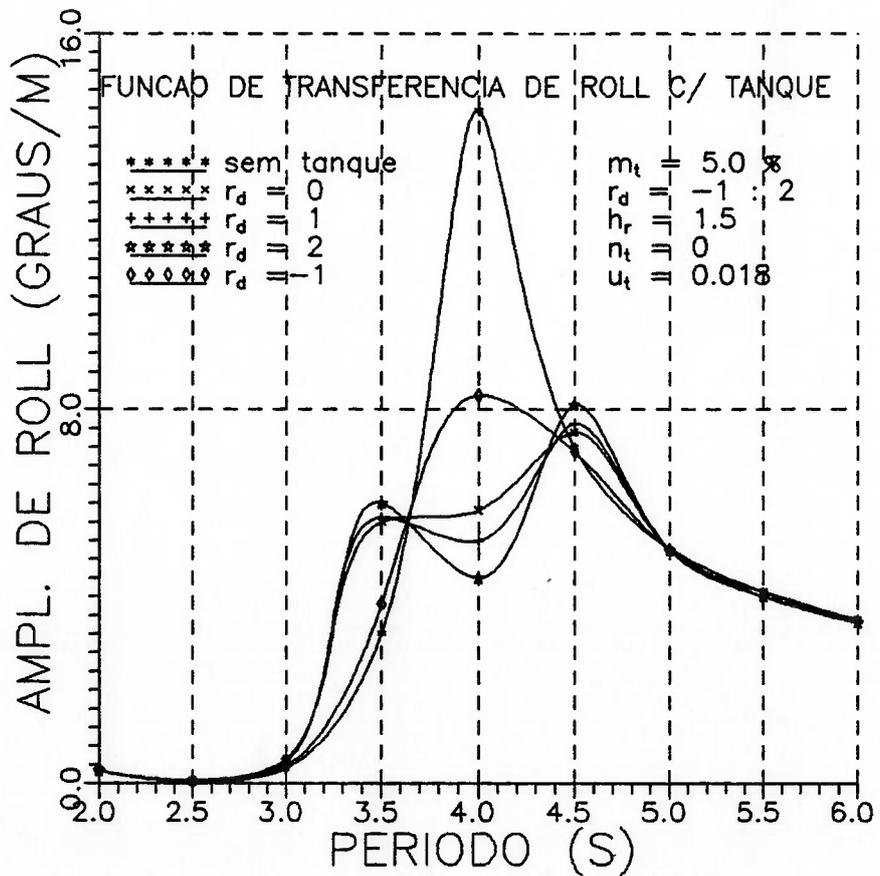


Figura 8.4 Roll Acoplado em Função da Posição Vertical

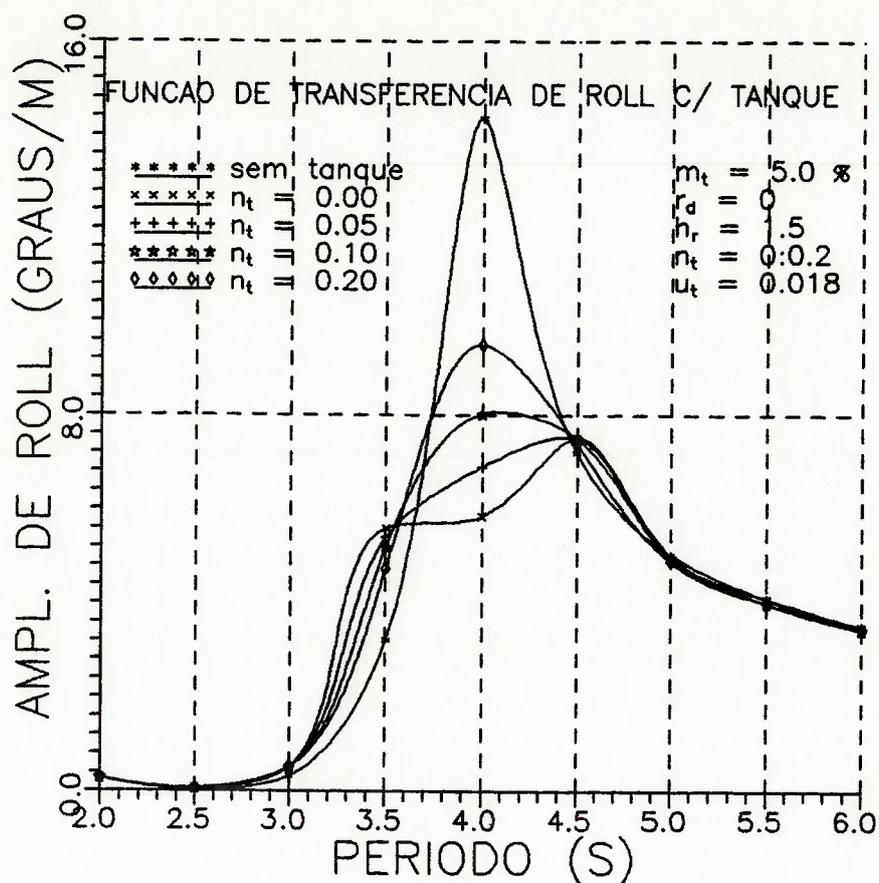


Figura 8.5 Roll Acoplado em Função do Amortecimento do Tanque

8.2 DIMENSIONAMENTO DO TANQUE PARA MOVIMENTO DE PITCH

A análise de viabilidade de instalação de um tanque de compensação para o movimento de *pitch* será feita com base nos resultados obtidos no tópico anterior.

A viabilidade física de instalação de um tanque longitudinalmente em embarcações de dragagem é possível pelo aproveitamento dos dois cascos laterais da embarcação, que são utilizados para acomodação de combustível e para lastro. As limitações geométricas para cada casco, no caso da draga Lúgia, seriam comprimento inferior a 30 metros e largura

inferior a 3 metros. A altura máxima, a princípio, é limitada pelo pontal de 2.50 metros, podendo ser maior, desde que os reservatórios verticais se estendam acima do plano do convés. As coordenadas x_{B1} e x_{B2} do tanque em relação ao centro de gravidade da embarcação são nulas.

A teoria desenvolvida para o tanque de *roll* continua válida para o tanque longitudinal, desde que se faça uma troca dos índices 4 e 5 dos coeficientes hidrodinâmicos do tanque.

O procedimento de sintonização foi idêntico ao adotado para o tanque de *roll*, mantendo-se a massa total do tanque em torno de 5% da massa da embarcação. Fixando-se o nível d'água dos reservatórios verticais em 1.50 metros e adotando-se a razão entre largura do reservatório e largura do duto unitária, com largura do reservatório de 1 metro, variou-se a distância entre centros de reservatórios (w) entre 12 e 13 metros de modo a se obter diferentes períodos naturais para o tanque. A figura 8.6 ilustra os resultados de movimento acoplado de *pitch* para períodos naturais do tanque variando de 5.5 aos 5.7 segundos.

A sintonização é atingida com o tanque de período natural de 5.6 segundos ($w=12.5m$). Nota-se que a resposta do sistema é bastante sensível às pequenas variações no período natural do tanque na faixa de sintonização. Para uma dada geometria do tanque em uma embarcação, o ajuste fino no período natural pode ser feito através do nível de fluido no reservatório.

A segunda variação paramétrica é feita na massa total de fluido no tanque, considerando a configuração geométrica

do tanque com período natural de 5.5 segundos. A figura 8.7 ilustra as curvas de resposta para os casos de massa de fluido de 5% ($\mu_t=0.020$) e 10% ($\mu_t=0.040$) do deslocamento da embarcação. Nota-se pela figura que pelo aumento da massa, não há mudança significativa no comportamento da curva de resposta na região do período natural.

Em uma outra etapa, considerando o tanque com período natural de 5.6 segundos ($w=12,5$ metros) fez-se a variação do amortecimento do tanque com η_t variando de 0 a 0.2 cujos resultados são ilustrados na figura 8.8. Considerando o amortecimento de 0.1 a amplitude da resposta na faixa dos 5.0 aos 5.8 segundos é uniforme e próxima dos 6.0 graus/m, implicando na redução de 25% em relação à embarcação sem tanque.

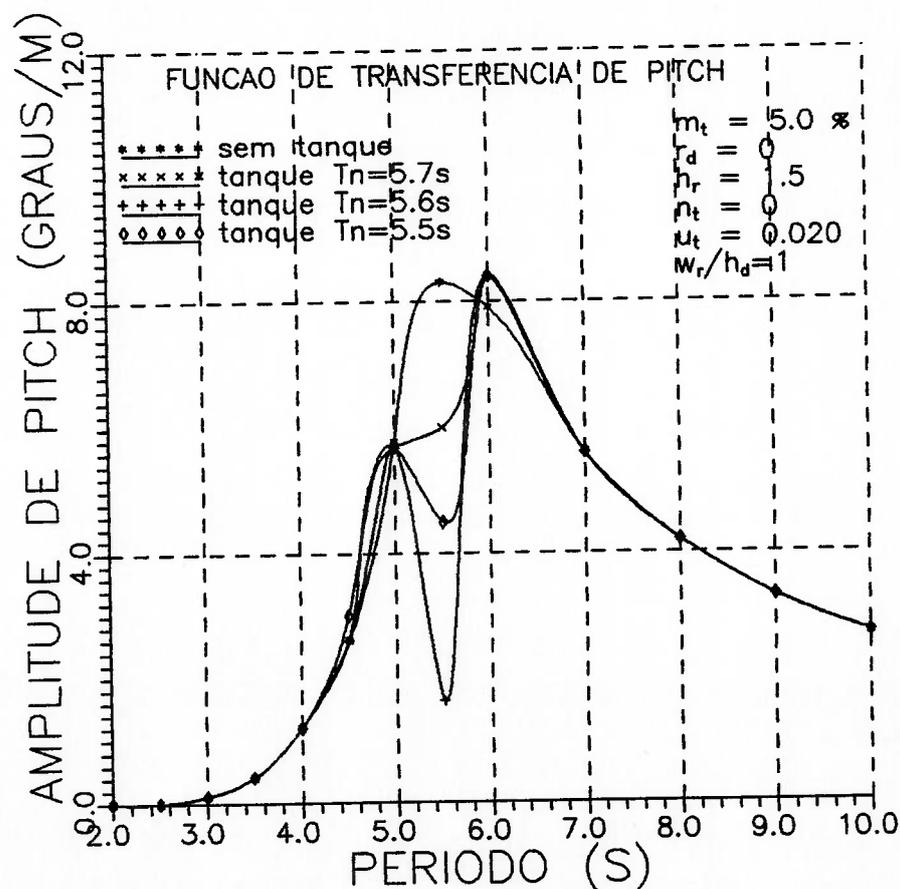


Figura 8.6 Pitch Acoplado em Função do Período Natural do Tanque

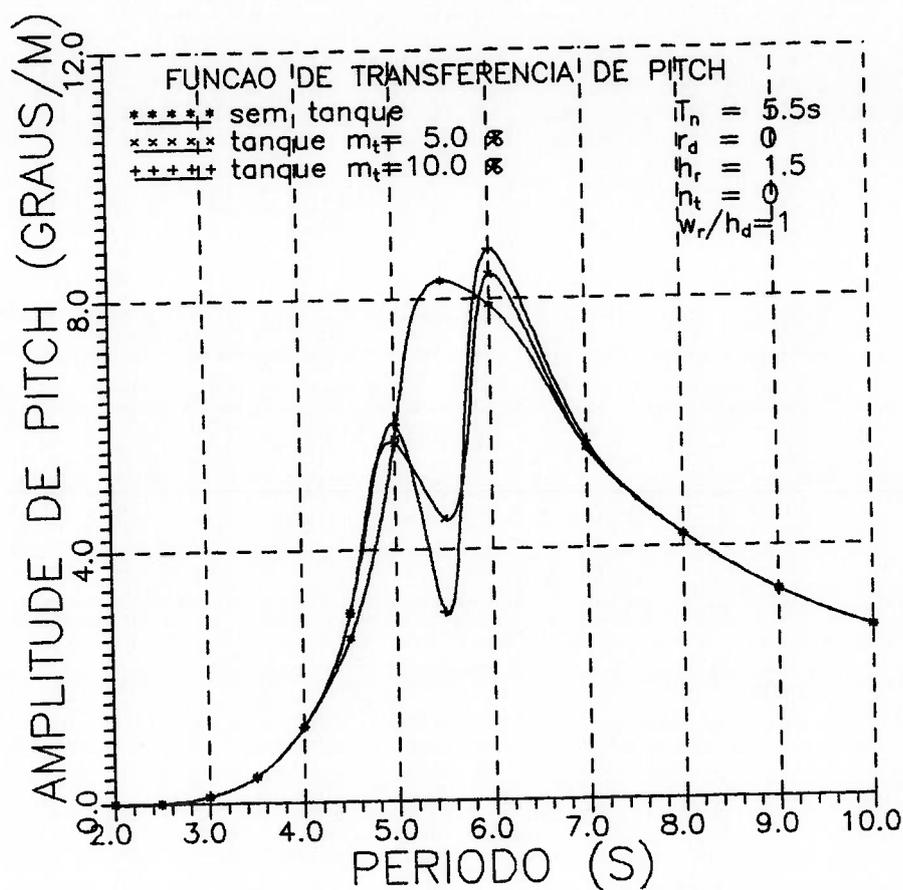


Figura 8.7 Pitch Acoplado em Função da Massa do Tanque

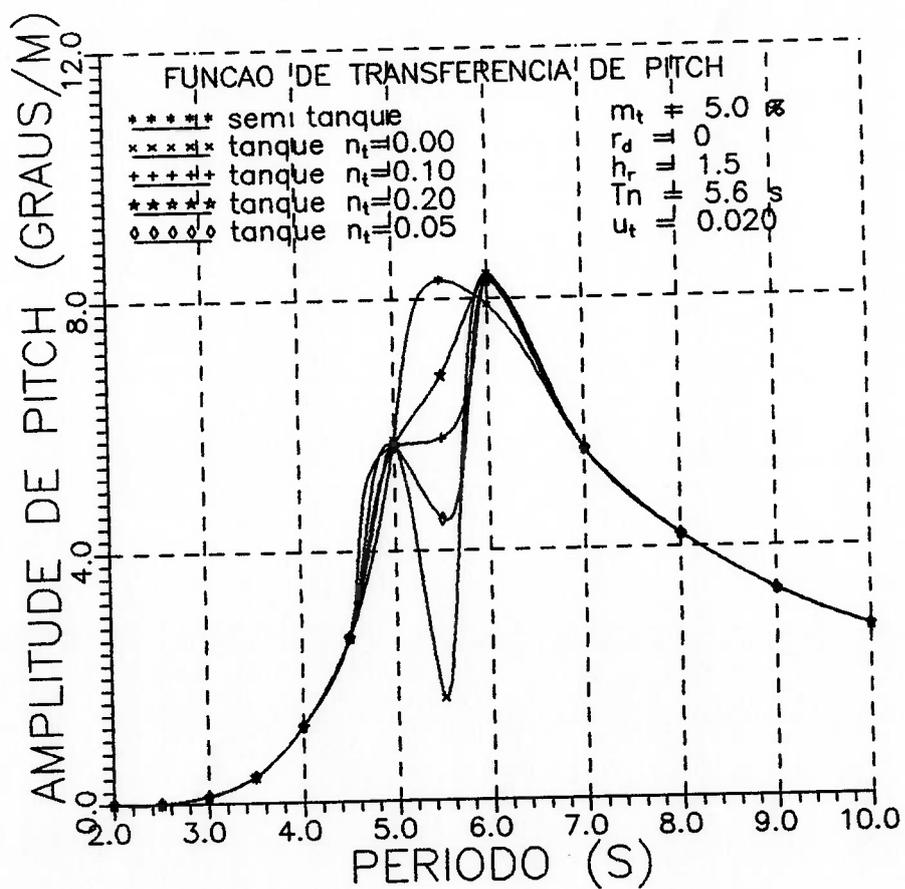


Figura 8.8 Pitch Acoplado em Função do Amortecimento

9. CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

O presente trabalho apresentou um modelo matemático teórico para análise dinâmica no domínio da frequência do comportamento da embarcação em ondas.

Inicialmente, os resultados do modelo, que considera as equações de movimento acopladas para os seis graus de liberdade da embarcação, ratificaram as características de movimento em ondas da embarcação. Detectou-se a amplificação dos movimentos de rotação de *roll* e *pitch* em frequências próximas à frequência natural da embarcação. A excitação nesta faixa é comum em ondas de mares do litoral Brasileiro e a operação de dragagem com a embarcação em estudo se torna proibitiva.

A inclusão do tanque de compensação de movimento pode ser analisada através da alteração do modelo teórico com um grau de liberdade a mais para o movimento de fluido do tanque, obtendo-se equações acopladas de movimento embarcação, tanque de compensação. A análise do sistema com tanques de compensação para o caso de *roll* indicou a possibilidade de redução de considerável nas amplitudes de movimento na faixa da frequência natural, com massa de fluido inferior a 5% do deslocamento da embarcação.

Considerando os resultados obtidos, nota-se que a redução de movimento com a inclusão do tanque só é obtida para o tanque sintonizado. Entretanto, de acordo com o modelo do absorvedor dinâmico (apêndice B) a redução de movimento deve ocorrer na faixa da frequência natural do absorvedor. Fisicamente há transferência de movimento da

embarcação para o tanque se o sistema é excitado nesta frequência. No modelo considerado este fato não foi observado pois a faixa de frequências de excitação analisadas são discretizadas e a relação entre esta e a frequência natural do absorvedor nem sempre é unitária.

Para o caso de movimento de *roll* a curva de movimento da embarcação apresenta amplificação em uma faixa relativamente estreita de frequências. Considerando o tanque com massa de 5% do deslocamento e amortecimento nulo, modifica-se a curva de movimento consideravelmente. As duas frequências naturais do sistema estão deslocadas em relação à frequência natural da embarcação, provocando melhor distribuição da energia em uma faixa de frequências mais ampla. Os picos de movimento, correspondentes às duas novas frequências naturais do sistema, apresentam amplitudes moderadas e inferiores a 60% do pico de movimento da embarcação sem tanque.

Analisando os resultados acima, nota-se que o deslocamento do período natural do sistema possui papel determinante na mudança da curva de resposta. Os valores dos períodos naturais obtidos utilizando-se a equação B9 do apêndice B para $\mu=0.018$ são de 3.7 e 4.3 segundos. Estes valores estão de acordo com os resultados obtidos para o modelo (3.5 e 4.5 segundos).

Já para o caso de massa do tanque de 10% do deslocamento ($\mu=0.036$) a análise da equação B9 indica valores de períodos naturais de 3.6 e 4.4 segundos. Desta forma, pequenos deslocamentos no período natural, estão associados a grandes variações no parâmetro de relação entre

inércias. O efeito de redução da amplitude de movimento na frequência natural da embarcação e formação de picos adjacentes é amplificado. No entanto, este mesmo efeito pode ser obtido variando-se o parâmetro μ através da variação geométrica do tanque, sem aumento de massa de fluido.

Também, nota-se que para o tanque sintonizado há diferença significativa das amplitudes de resposta nos pontos de pico, correspondentes às duas novas frequências naturais do sistema. Pode-se diminuir esta diferença pelo ajuste fino na frequência natural do tanque, com a análise do fator entre frequências naturais que satisfaz a condição de igualdade das amplitudes nestes dois pontos.

De acordo com os fatos acima, constata-se como conclusão principal a importância dos parâmetros geométricos do tanque na sintonização e determinação da amplitude de resposta do sistema. Observa-se também que o posicionamento vertical do tanque influencia significativamente na mudança da curva de movimento. O posicionamento do tanque acima do centro de gravidade da embarcação atua positivamente no efeito provocado pela inclusão do tanque.

O segundo aspecto importante na determinação da resposta do sistema é o coeficiente de amortecimento do tanque. O amortecimento pode uniformizar a resposta em uma faixa razoavelmente ampla de frequências. Salienta-se que a redução de movimento de forma global só pode ser obtida com a introdução de amortecimento de forma a dissipar energia. No entanto, o aumento indiscriminado do amortecimento aproxima a curva de resposta do sistema para a de um sistema com um grau de liberdade.

Considerando o dimensionamento do tanque para o movimento de *pitch*, a curva de movimento apresenta amplificação na faixa de períodos de 5 aos 7 segundos. Considerando o tanque com massa de 5% ($\mu=0.020$) do deslocamento e amortecimento nulo, obtém-se redução considerável de movimento no período natural do tanque (5.5segundos). No entanto, há amplificação de movimento, superior à amplitude sem tanque, na faixa dos 6.0 segundos. A análise da equação B9, do apêndice B, indica valores de períodos naturais com a inclusão do tanque de 5.0 e 6.0 segundos. Estes valores correspondem aos valores obtidos no modelo.

Já para o caso de massa do tanque de 10% do deslocamento ($\mu=0.040$) praticamente não desloca-se os períodos naturais do sistema. Desta forma não há distribuição da energia correspondente à faixa de pico. Para haver deslocamento do período natural para, por exemplo, 6.5 segundos, pela equação B9 deve-se ter $\mu=0.1$. No entanto, para o caso de tanques em "U", variações significativas do parâmetro μ só podem ser obtidas pela variação do comprimento do tanque. O caso de $\mu=0.1$ implica em massa do tanque de 25% do deslocamento da embarcação, o que é fisicamente inviável.

A adoção do tanque para redução de movimento de *pitch* pode ser viabilizada desde que se faça um sistema ativo para variação da frequência natural. Esta mudança pode ser feita através da variação do nível de fluido do reservatório. Neste caso poder-se-ia adotar um tanque com largura de 12.5 metros, altura do duto e largura dos reservatórios de 1.0

metro, nível de fluido no reservatório de 1.50 metros e comprimento do tanque de 2.0 metros. No caso do tanque de *pitch* há divisão em dois tanques para cada casco lateral da draga com comprimento de cada tanque de 1.0 metro.

Como recomendações para trabalhos futuros menciona-se modificar o modelo teórico adotado para análise de tanques de inundação com aberturas no casco e comparação dos resultados. Há total equivalência física dos parâmetros do tanque nas equações de movimento e o modelo teórico pode ser obtido em Webster (1988). Pode-se obter desempenho similar ao tanque em "U" com massas de fluido bem inferiores

Outro estudo importante seria um modelo de análise experimental da embarcação com tanque de compensação de forma que se pudesse comparar os resultados e validar o modelo teórico adotado. Além deste, a determinação do coeficiente de amortecimento do tanque através de ensaios com modelos para diversas condições de restrições ao fluxo do fluido e geometria do tanque. Neste estudo, variações geométricas do coeficiente de amortecimento do tanque foram feitas sem, no entanto, se saber a correlação deste com a geometria do tanque e fontes de dissipação de energia por atrito no tanque.

Um trabalho mais elaborado seria a análise do movimento no domínio do tempo e ou análise do movimento levando em consideração o contato do desagregador com o solo, para o caso de uma DHSD.

REFERENCIA BIBLIOGRÁFICAS

BARR, RODERICK A; ANKUDINOV, VLADIMIR. Ship Rolling, Its Prediction and Reduction Using Roll Stabilization Systems. Marine Technology, 1977, p.19-41.

BELL, JOHN; WALKER, WILLIAM P. Activated and Passive Controlled Tank for Ship Stabilization. Transactions of the Society of Naval Architects and Marine Engineers, 1966, vol.74.

BERK, H.VAN. A New Remote Control Submerible Dredging System Particularly Suitable for Surf Zone and Near Shore Operation. In: World Dredging Congress, 11, Brighton, UK, 1986. p233-245.

BILES, H.J.R. Model Experiments of Anti-Rolling Tanks. Transactions of the Royal Institution of Naval Architects, 1925. p.179-188.

BOSCH, VAN D; J.J.; VUGTS, J.H. On Roll Damping by Free-Surface Tanks. Transactions of the Royal Institution of Naval Architects, 1966.

BRAY, R.N.; M.I.C.E, B.A. Practical Analysis of Dredger Capability. First International Symposium on Dredging Technology. September, 1975.

BROWER, J. Increasing the Working Time of Stationary Floating Cutting Dredgers in Offshore Operations. In: World Dredging Congress, 11, Brighton, UK, 1986. p273-293.

CHADWICK, J.H. On the Stabilization of Roll. Transactions of the Society of Naval Architects and Marine Engineers, 1955, vol.63, p.237.

CHAKRABARTI, S.K. Hydrodynamics of Offshore Structures.

Boston, Computational Mechanics Publ., 1987.

CHU, W.H.; DALZELL, J.F.; MODISETTE, J.E. Theoretical and Experimental Study of Ship-Roll Stabilization Tanks. Journal of Ship Research, September 1968.

CUSHING, PAUL J.; ENRIGHT, PAUL M. An Analysis of the Design of a Hydraulic Dredge. Transactions of the Society of Naval Architects and Marine Engineers, 1947.

DENISE, J.P.F. On the Roll Motion of Barges. Transactions of the Royal Institution of Naval Architects, 1983. p255-268.

DEN HARTOG, J.P. Vibrações nos Sistemas Mecânicos. Editora Edgard Blücher Ltda., 1972.

DE SANTIS, R.; RUSSO, M. Rolling of the SS Conte Di Savoia in Tank Experiments and at Sea. Transactions of the Society of Naval Architects and Marine Engineers, v.44, 1936.

ERICKSON, O.P. Deep Dredging With the Suction Pipe Cutter Drive and New Dredge Machinery Developments. In: World Dredging Congress, 1967. p561-573.

FALTINSEN, O.M.; MICHELSEN, F. C. Motions of Large Structures in Waves at Zero Froude Number. In: BISHOP, R.E.D.; PRICE, W.G., ed. The Dynamics of Marine Vehicles and Structures in Waves : Papers Presented at International Symposium on the Dynamics of Marine Vehicles and Structures in Waves, 1975. London, Institution of Mechanical Engineers, 1975. p. 91-106.

FIELD, S.B. Comparative Effects of "U" Tube and Free Surface Type Passive Roll Stabilization Systems. Transactions of the Royal Institution of Naval Architects,

1975, p.73-91.

FRAHM, H. Results of Trials of the Anti-Rolling Tanks at Sea. Transactions of the Royal Institution of Naval Architects, v.24 (PartI),1911.

FROUDE, W. On the Rolling of Ships. Transactions of the Royal Institution of Naval Architects, vol.3, 1862. p2-62.

GOODRICH, G.J. Development and Design of Passive Roll Stabilisers. Transactions of the Royal Institution of Naval Architects, 1969.

HOGBEN, N.; STANDING, R.G. Wave Loads on Large Bodies. In: BISHOP, R.E.D.; PRICE, W.G., ed. The Dynamics of Marine Vehicles and Structures in Waves : Papers Presented at International Symposium on the Dynamics of Marine Vehicles and Structures in Waves, 1974. London, Institution of Mechanical Engineers, 1975. p. 258-277.

LLOYD, A.R.J.M. Seakeeping - Ship Behaviour in rough weather, Chichester, Ellis Horwood, 1989.

MIEDEMA, S.A. On the Cutting Forces in Saturated Sand of a Seagoing Cutter Suction Dredger. In: World Dredging Congress, 12, Florida, USA, 1989. p331-352.

OFUJI, I.; et al. Studies on Cutter Suction Dredger for Deep and Rough Seas. In: World Dredging Congress, 11, Brighton, UK, 1986. p246-272.

PATEL, M.H.; BROWN, D.T. On the Prediction of Resonant Motions for Flat-Bottomed Barges. Transactions of the Royal Institution of Naval Architects, 1986.

PAULSON, F.O. Hydraulic Dredge Design. In: World Dredging Congress, 1967. p39-51.

ROORDA, I.A; VERTREGT, J.J. Floating Dredges.

SALVESEN, N.; TUCK, E.O.; FALTINSEN, O. Ship Motions and Sea Loads. Transactions of the Society of Naval Architects and Marine Engineers, v.78, p250-287, 1970.

SARPKAYA, T.; ISAACSON, M. Mechanics of Wave Forces on Offshore Structures. New York, Van Nostrand Reinhold, 1981.

SELLARS, FRANK, H; MARTIN, JOHN. P. Selection and Evaluation of Ship Roll Stabilization Systems. Marine Technology, vol.29, 1992, April 92, p. 84-101.

SHIRAKI, Y.; SAITO, M.; KAJITA, E.; TAHARA, S. On Design Problems of a Cutter Suction Dredger Operated in Waves. In: World Dredging Congress, 11, Brighton, UK, 1986. p125-137.

ST. DENIS, M. On the Motions of Oceanic Platforms. In: BISHOP, R.E.D.; PRICE, W.G., ed. The Dynamics of Marine Vehicles and Structures in Waves : Papers Presented at International Symposium on the Dynamics of Marine Vehicles and Structures in Waves, 1974. London, Institution of Mechanical Engineers, 1975. p. 113-134.

TSE, F.S; MORSE, I.E; HINKLE, R.T. Mechanical Vibrations: Theory and Applications. 2 ed. Boston, Allyn and Bacon, 1978.

VASTA, J.; GIDDINGS, A.J.; TAPLIN, T.; STILWELL, J.J. Roll Stabilization by Means of Passive Tanks. Transactions of the Society of Naval Architects and Marine Engineers, v.69, p411-460, 1961.

VUGTS, J.H. The Hydrodynamics Forces and Ship Motions in Waves. Delft, Uitgeverij Waltman, 1970. Tese (Doutorado)-Technische Hogeschool Delft.

WATANABE, I. Journal of Kansai Society, v.14, 1957.

WATTS, P. On a Method of Reducing the Rolling of Ships at Sea. Transactions of the Royal Institution of Naval Architects, vol.24, 1883. p165-180.

WEBSTER, WILLIAM, C; DALZEL, JOHN, F; BARR, RODERICK, A. Prediction and Measurement of the Performance of Free-Flooding Ship Antirolling Tanks. Transactions of the Society of Naval Architects and Marine Engineers, vol.96, 1988, p.333-364.

WEHAUSE, J.V., LAITONE, E.V.; Surface Waves. Encyclopedia of Physics, Vol IX. Berli, Springer, 1960.

WICHERS, J.E.W. On the Reduction of Mooring Forces of a Cutter Suction Dredger Operating in Waves. In: World Dredging Congress, 12, Florida, USA, 1989. p431-451.

WICHERS, J.E.W. On the Forces on a Cutter Suction Dredge in Waves. In: World Dredging Congress, 9, Vancouver, Canada, October, 1980.

WICHERS, J.E.W; Van Drimmelen, N.J. On the Forces on the Cutter Head and the Spud of a Cutter Suction Dredge Operating in Waves. In: World Dredging Congress, 10, Singapore, 1983.

WICHERS, J.E.W. On the Reduction of Mooring Forces on a Cutter Suction Dredge Operating in Waves. In: World Dredging Congress, 12, Florida, Usa, 1989.

WOODBURY, CHARLES E. The Transportable Hydraulic Cutterhead Pipeline Dredge. In: World Dredging Congress, 1968. p735-770.

WOOLLEY, A.M.; POWELL, J.D. Draghead Design Optimization Using Scale Model Testing. In: World Dredging Congress, 12, Florida, USA, 1989. p505-530.

APENDICE A

Determinação dos coeficientes hidrodinâmicos e forças de excitação em uma embarcação

O problema de determinação da ação do fluido sobre uma embarcação para obtenção dos coeficientes hidrodinâmicos e forças de excitação de ondas envolve a determinação do potencial de velocidades do escoamento ao redor da embarcação oscilando na superfície do mar.

Considerando-se a teoria potencial para o escoamento de um fluido, estabelecendo-se escoamento irrotacional e fluido não viscoso, e assumindo-se alturas de ondas e oscilações da embarcação de pequenas amplitudes, as condições de contorno na superfície da água e na superfície do corpo podem ser linearizadas. Sendo Φ potencial de velocidades e considerando-se as partículas fluidas oscilando harmonicamente, Φ pode ser descrito como :

$$\Phi = \phi e^{-i\omega t}$$

Para a obtenção do potencial ϕ o mesmo deve satisfazer a equação de Laplace no domínio fluido e as condições de contorno na fronteira do fluido, ou seja, na superfície do corpo, na superfície livre e no fundo do mar. Da equação de Laplace (conservação da massa) tem-se :

$$\nabla^2 \Phi = \nabla^2 \phi = \partial^2 \phi / \partial x^2 + \partial^2 \phi / \partial y^2 + \partial^2 \phi / \partial z^2 = 0 \quad (A1)$$

Para a superfície livre assume-se que o movimento é pequeno, de modo que as condições de contorno sejam satisfeitas pela superfície média dada pela coordenada $z=0$. Sendo η a elevação da superfície livre tem-se então :

- Condição Dinâmica :

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} + g\eta = 0 \quad (A2)$$

- Condição Cinemática :

$$\frac{\partial \phi}{\partial n} = \frac{\partial \phi}{\partial z} = \frac{\partial \eta}{\partial t}, \quad z=0 \quad (A3)$$

No fundo do mar, a condição de contorno requer que a velocidade do fluido seja nula na direção normal à superfície obtendo-se :

$$\frac{\partial \phi}{\partial n} = \frac{\partial \phi}{\partial z} = 0 \quad (A4)$$

Na superfície do corpo a condição de contorno requer que a velocidade do fluido na direção normal à superfície seja igual a velocidade do corpo :

$$\frac{\partial \phi}{\partial n} = v_n \quad (A5)$$

em que v_n é a componente da velocidade do casco normal à sua superfície em cada ponto.

A resolução do problema acima é feita através da decomposição em problema de difração e irradiação. Supõe-se que o potencial de velocidades ϕ seja composto de :

- potencial devido às ondas incidentes, ϕ_I ;
- potencial associado à perturbação causada nas ondas incidentes pela presença do casco, chamado potencial de difração ϕ_D ;
- potencial associado à geração de ondas pela movimentação do casco, chamado potencial de irradiação, ϕ_R .

Tem-se :

$$\phi = \phi_I + \phi_D + \phi_R \quad (A6)$$

Essa hipótese é razoável diante da simplificação de se considerar a superfície livre e a superfície do casco nas suas posições de equilíbrio em águas calmas, para aplicação das condições de contorno, e também do fato de se considerar

o problema como linear.

Naturalmente, as equações (1) - (5) valem para ϕ . Já no caso de ϕ_I , potencial das ondas incidentes regulares, corresponde a uma solução do problema (1) - (4), não satisfazendo (5). Seja H_I a altura das ondas incidentes, w a frequência (a mesma, por hipótese, que a da oscilação do casco) e k o número de onda. Tem-se a partir da teoria linear de ondas :

$$\phi_I = \omega H/2(1/g)\cos(kz\text{sen}\beta - \omega t + \delta_I)\cosh[k(y+h)]/\cosh(kh) \quad (\text{A7})$$

onde β é a direção de propagação da onda, δ_I uma fase arbitrária e h é a profundidade do mar local.

com :

$$w^2 = g k \text{tgh}(kh) \quad (\text{"relação de dispersão"})$$

O potencial de irradiação, ϕ_R , por sua vez, satisfaz (1)-(5). De fato, se o casco estivesse oscilando na ausência de ondas incidentes, sendo forçado a este movimento por algum esforço externo ao fluido, haveria ondas irradiadas, cujo potencial satisfaria (1)-(5). Este problema é denominado problema de irradiação.

Subtraindo as equações (1)-(5) do problema de irradiação inicial e considerando que $\phi - \phi_R = \phi_I + \phi_D$, e também que ϕ_I satisfaz (1)-(4) resulta que ϕ_D também satisfaz (1)-(4), com a equação (5) resultando :

$$\partial(\phi_I + \phi_D) / \partial n = 0 \quad (\text{A5'})$$

A formulação de (1)-(4) para ϕ_D corresponde ao chamado problema de difração, em que somente estão envolvidos o potencial de ondas incidentes e o potencial associado à sua perturbação pela presença do casco. A condição 5', em especial, indica que neste problema o casco é visto como

parado.

Para obtenção do movimento de uma embarcação ou sistema oceânico considerando-se a priori apenas o movimento vertical do corpo deve-se ter :

$$M \ddot{\xi} = \sum_{i=1}^n \text{forças externas na vertical} \quad (\text{A8})$$

Da equação de Bernouilli linearizada, pode-se calcular a pressão em cada ponto :

$$p = p_{\text{atm}} - \rho \frac{\partial \phi}{\partial t} - \rho g z$$

A integral da componente vertical de p_{atm} , sobre a superfície molhada do casco, simplesmente contrabalança a ação de p_{atm} sobre o casco.

No problema de difração, em que o casco está parado na sua posição de equilíbrio em águas calmas, a integral da componente vertical de $(-\rho g z)$ sobre a superfície molhada do casco, resulta no deslocamento, que equilibra o peso Mg .

No problema de irradiação ou no problema original, em que o casco oscila, a integral da componente vertical de $(-\rho g z)$ sobre a superfície molhada do casco resulta :

$$\int (-\rho g z) dS = \int [-\rho g (Z + \xi)] dS = \int (-\rho g z) n_z dS - \xi \int \rho g n_z dS$$

A primeira parcela, de novo, é simplesmente o deslocamento em águas calmas, que equilibra o peso. A segunda parcela é a chamada "força hidrostática devida ao movimento da embarcação" e pode ser escrita :

$$- \xi \int \rho g n_z dS = - \xi (\rho g A_{v1}),$$

pois a integral de n_z ao longo da superfície molhada do casco resulta igual à área do plano de flutuação, A_{v1} .

Deve-se ainda integrar o termo $(-\rho \frac{\partial \phi}{\partial t})$ da equação de Bernouilli. Para o problema de irradiação, tem-se :

$$F^R = \int (-\rho \frac{\partial \phi_R}{\partial t}) n_z dS \quad (\text{A9})$$

que é a chamada força hidrodinâmica de irradiação.

Para o problema de difração, tem-se :

$$F^{FK} = \int (-\rho \partial \phi_I / \partial t) n_z dS, \quad (A10)$$

chamada força hidrodinâmica de Froude-Krylov, e

$$F^D = \int (-\rho \partial \phi_D / \partial t) n_z dS, \quad (A11)$$

chamada força hidrodinâmica de difração.

A equação 8, diante das considerações anteriores, fica:

$$M \ddot{\xi} = -(\rho g A_{vl}) \xi + F^R + F^{FK} + F^D \quad (A12)$$

Os coeficientes hidrodinâmicos são determinados através do problema de irradiação. Considera-se, novamente, apenas o movimento vertical do casco com a hipótese de ser harmônico com frequência igual à das ondas incidentes.

Seja ξ_a a amplitude do movimento, w a frequência e δ_ξ a fase, tal que :

$$\xi = \xi_a \text{ sen } (wt + \delta_\xi)$$

A velocidade vertical do casco será :

$$\dot{\xi} = w \xi_a \text{ cos } (wt + \delta_\xi)$$

A velocidade v_n será :

$$v_n = n_z w \xi_a \text{ cos } (wt + \delta_\xi)$$

Com a condição de contorno na superfície do casco resultando:

$$\partial \phi / \partial n = n_z w \xi_a \text{ cos } (wt + \delta_\xi) \quad (A13)$$

No movimento vertical ξ e ξ_a são incógnitas. Pode-se, no entanto, calcular a força vertical quando o casco oscila com amplitude unitária.

$$\xi = \text{sen } (wt)$$

A condição de contorno 5 fica :

$$\partial \phi_R^1 / \partial n = n_z w \text{ cos } (wt)$$

em que ϕ_R^1 é o potencial de irradiação devido ao movimento

com amplitude unitária.

A força resulta :

$$F^{R1} = \int (-\rho \partial \phi_R^1 / \partial t) n_z dS \quad (A14)$$

Essa força tem em geral uma diferença de fase em relação ao movimento do casco que a originou. Pode-se escrever :

$$F^{R1} = F_a^R \cos(\omega t + \delta_{R1})$$

A parcela dessa força que está em fase com a velocidade é chamada de "força de amortecimento", definindo-se o "coeficiente de amortecimento", B, tal que :

$$F_a^R \cos(\delta_{R1}) \cos(\omega t) = -\omega B \cos(\omega t)$$

A parcela que esta em fase com a aceleração é chamada de "força de inércia adicionada", definindo-se o "coeficiente de inércia adicionada", A, tal que :

$$F^{R1} \sin(\delta_{R1}) \sin(\omega t) = \omega^2 A \sin(\omega t)$$

$$e \quad F^{R1} = \omega^2 A \sin(\omega t) - \omega B \cos(\omega t) \quad (A15)$$

Uma vez calculado F^{R1} , a força F^R resulta :

$$F^R = \xi_a [\omega^2 A \sin(\omega t + \delta_\xi) - \omega B \cos(\omega t + \delta_\xi)]$$

$$ou \quad F^R = -A \ddot{\xi} - B \dot{\xi} \quad (A16)$$

Considerando-se uma direção genérica tem-se :

$$F_{kj} = -A_{kj} \ddot{s}_j - B_{kj} \dot{s}_j \quad (A16')$$

Diante da equação 16, a equação 12 resulta :

$$(M + A) \ddot{\xi} + B \dot{\xi} + (\rho g A_{v1}) \xi = F^{FK} + F^D \quad (A17)$$

Uma vez conhecidos A e B (pelo problema de irradiação), e F^{FK} e F^D (pelo problema de difração), pode-se considerar a solução estacionária da equação diferencial ordinária 17 e se calcular ξ_a e δ_ξ

Os problemas de irradiação e de difração podem, por exemplo, serem resolvidos pelo método de Green. Uma expressão para os potenciais é dada em termos de uma distribuição de fontes ao longo da superfície submersa da embarcação. O potencial em qualquer ponto do fluido é dado pela soma da contribuição de cada uma das fontes localizadas na superfície da embarcação. Uma expressão para a função de Green é dada por Wehause e Laitone (1960).

No caso das forças de restauração hidrostática, para uma estrutura flutuante os únicos movimentos que induzem estes esforços são os movimentos de *heave*, *roll* e *pitch*. A força de restauração em *heave* é dada por :

$$F_3 = \rho g A_{vl} s_3 \quad (A18)$$

definindo-se :

$$C_{33} = \rho g A_{vl} \quad (A19)$$

Os momentos de restauração devido à uma inclinação da embarcação se devem ao deslocamento do centro de flutuação da embarcação. Sabe-se que para pequenas inclinações a força de flutuação resultante passa pelo metacentro da embarcação, de modo que o momento causado pelo binário peso-flutuação é dado por :

$$M_\phi = \Delta GM g \sin\phi \cong \Delta GM g \phi \quad (A20)$$

Tal expressão é válida tanto para *roll* como para *pitch*, de modo que os correspondentes coeficientes de restauração são dados por :

$$C_{44} = \Delta GM_T g \quad (A21)$$

$$C_{55} = \Delta GM_L g \quad (A22)$$

O modelo matemático com as equações de movimento para o sistema com dois graus de liberdade é dado por:

$$M \dot{x}_1' + (K+k) x_1 - kx_2 = F_o \text{senwt} \quad (\text{B1})$$

$$m \dot{x}_2' - k x_1 + kx_2 = 0 \quad (\text{B2})$$

Considerando o movimento harmônico:

$$x_1 = a_1 \text{senwt}$$

$$x_2 = a_2 \text{senwt}$$

obtem-se:

$$a_1 (-M\omega^2 + K + k) - ka_2 = F_o \quad (\text{B3})$$

$$-ka_1 + a_2 (-m\omega^2 + k) = 0 \quad (\text{B4})$$

Resolvendo as equações acima na forma adimensional com a introdução de:

$$x_{est} = F_o/K - \text{deflexão estática do sistema principal}$$

$$\omega_n^2 = k/m - \text{frequência natural do absorvedor}$$

$$\Omega_n^2 = K/M - \text{frequência natural do sistema principal}$$

$$\mu = m/M - \text{relação de massas}$$

obtem-se:

$$a_1 (1 + k/K - \omega_n^2/\Omega_n^2) - a_2 k/K = x_{est} \quad (\text{B5})$$

$$a_1 = a_2 (1 - \omega^2/\omega_n^2) \quad (\text{B6})$$

e resolvendo para a_1 e a_2 :

$$a_1/x_{est} = (1 - \omega^2/\omega_n^2) / \{(1 - \omega^2/\omega_n^2)(1 + k/K - \omega^2/\Omega_n^2) - k/K\}$$

$$a_2/x_{est} = 1 / \{(1 - \omega^2/\omega_n^2)(1 + k/K - \omega^2/\Omega_n^2) - k/K\}$$

A amplitude de a_1 é nula quando o denominador é nulo, implicando em $\omega_n = \omega$ e resultando:

$$a_2 = -k x_{est}/K = -F_o/k$$

As relações acima valem para qualquer valor da frequência de excitação. Para o caso em que a frequência do sistema pequeno é igual à frequência do sistema principal obtém-se:

$$a_1/x_{est} = (1 - \omega^2/\omega_n^2) / \{(1 - \omega^2/\omega_n^2)(1 + \mu - \omega^2/\omega_n^2) - \mu\} \quad (B7)$$

$$a_2/x_{est} = 1 / \{(1 - \omega^2/\omega_n^2)(1 + \mu - \omega^2/\omega_n^2) - \mu\} \quad (B8)$$

Igualando-se os denominadores a zero obtém-se:

$$(\omega/\omega_n)^4 - (\omega/\omega_n)^2(2 + \mu) + 1 = 0$$

com solução para duas frequências naturais do sistema:

$$(\omega/\omega_n)^2 = (1 + \mu/2) \pm \sqrt{\mu + \mu^2/4} \quad (B9)$$

A adoção do sistema é interessante para casos em que a frequência de excitação é próxima à natural do sistema principal.

A2-ABSORVEDOR DINÂMICO DE VIBRAÇÃO COM AMORTECIMENTO

Considerando o modelo anterior com a inclusão do amortecimento podemos escrever para as equações de equilíbrio, a partir do equilíbrio:

$$M \dot{x}_1' + (K+k) x_1 - kx_2 + c \dot{x}_1 - c \dot{x}_2 = F_0 \text{sen} \omega t \quad (B10)$$

$$m \dot{x}_2' - k x_1 + kx_2 - c \dot{x}_1 + c \dot{x}_2 = 0 \quad (B11)$$

utilizando-se a notação complexa:

$$(-M\omega^2 + K + k + j\omega c) x_1 - (k + j\omega c) x_2 = F_0$$

$$-(k + j\omega c) x_1 + (-m\omega^2 + k + j\omega c) x_2 = 0$$

Resolvendo para x_1 obtém-se:

$$x_1 = \frac{F_0 (K - m\omega^2 + j\omega c)}{[(-M\omega^2 + K)(-m\omega^2 + k) - m\omega^2 + k]^2 + j\omega c(-M\omega^2 + K - m\omega^2)}$$

e a amplitude de movimento resulta:

$$x_1^2 / F_0^2 = \frac{(K - m\omega^2)^2 + \omega^2 c^2}{[(-M\omega^2 + K)(-m\omega^2 + k) - m\omega^2 k]^2 + \omega^2 c^2 (-M\omega^2 + K - m\omega^2)^2}$$

Considerando:

$$f = \omega_n / \Omega_n$$

$$g = \omega / \Omega_n$$

$$c_c = 2 m \Omega_n$$

obté-m-se da equação acima:

$$x_1/x_{est} = \sqrt{\frac{(2cg/c_c)^2 + (g^2 - f^2)^2}{(2cg/c_c)^2 (g^2 - 1 + \mu g^2)^2 + [(\mu f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2))]^2}} \quad (B12)$$

Ilustra-se a seguir, na figura B2, as curvas da amplitude de movimento em função de g para o caso de $f=1$ e $\mu=0.05$, parametrizadas em função do amortecimento.

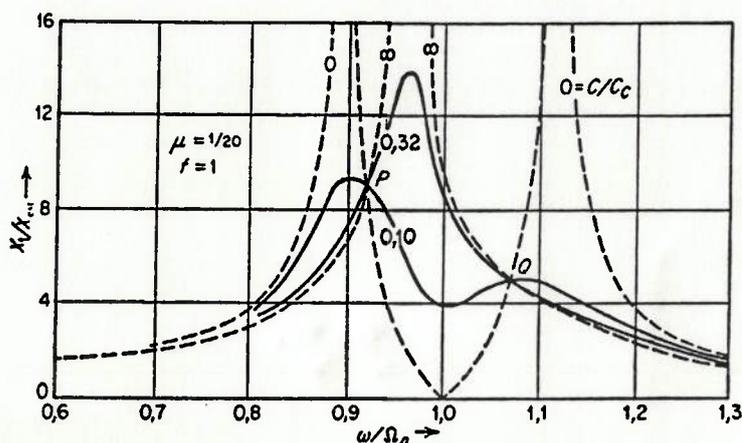


Figura B2 - Curvas da Amplitude de Movimento em Função de g

Para altos valores de amortecimento o comportamento do sistema aproxima-se de um sistema com um único grau de liberdade. Para amortecimento nulo tem-se amplitudes infinitas nas duas frequências naturais do sistema. As amplitudes máximas nas frequências naturais variam em função do amortecimento. Para algum valor intermediário do amortecimento entre o nulo e infinito deve-se ter um valor mínimo de amplitude.

Fisicamente o amortecimento dissipa energia através de trabalho, ou seja, força por deslocamento. No caso, o deslocamento é relativo entre as duas massas e a energia dissipada deve passar por um máximo para algum valor intermediário de amortecimento.

Nota-se também que todas as curvas parametrizadas em função do amortecimento interceptam-se em dois pontos (P e Q). Estes pontos podem ser obtidos da equação (B12) verificando-se a existência de valores de g para os quais x_1/x_{est} independe de c/c_c .

$$x_1/x_{est} = \sqrt{\frac{A (c/c_c)^2 + B}{C (c/c_c)^2 + D}} \quad (B13)$$

obtendo-se $A/C = B/D$ ou :

$$g^4 - 2g^2(1 + f^2 + \mu f^2)/(2 + \mu) + 2f^2/(2 + \mu) = 0 \quad (B14)$$

Esta equação fornece duas raízes para g^2 , g_1^2 e g_2^2 . As coordenadas horizontais dos pontos fixos P e Q (g_1 e g_2) são funções de μ e f , apenas como nota-se da mesma equação.

Por mudança da modulação relativa f , os pontos fixos P e Q podem ser deslocados verticalmente de forma que uma escolha favorável de f pode levar a uma mesma ordenada para os dois pontos. O valor de f que satisfaz tal condição é:

$$f = 1/(1 + \mu) \quad (B15)$$

Uma visão detalhada do assunto pode ser encontrada em Den Hartog (1972).