

ESTUDO DO COMPORTAMENTO DE MONOBÓIAS NA EXPLORAÇÃO DE PETRÓLEO OFFSHORE

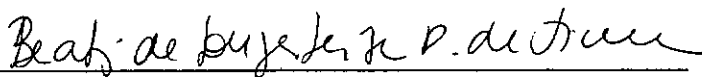
Stefânia Defilippo Rocha

TESE SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DA COORDENAÇÃO DOS PROGRAMAS DE PÓS-GRADUAÇÃO DE ENGENHARIA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM CIÊNCIAS EM ENGENHARIA CIVIL.

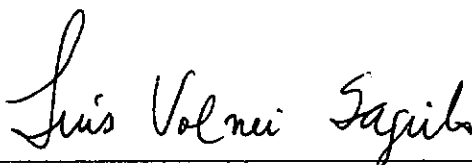
Aprovada por:



Prof. Breno Pinheiro Jacob, D.Sc.



Profª. Beatriz de Souza Leite Pires de Lima, D.Sc.



Eng. Luis Volnei Sudati Sagrilo, D.Sc.



Eng. Isaias Quaresma Masetti, D.Sc.

RIO DE JANEIRO, RJ – BRASIL

FEVEREIRO DE 2000

ROCHA, STEFÂNIA DEFILIPPO

Estudo do Comportamento de Monobóias
na Exploração de Petróleo Offshore [Rio de
Janeiro] 2000

IX, 124 p. 29.7 cm (COPPE/UFRJ, M.Sc.,
Engenharia Civil, 2000)

Tese - Universidade Federal do Rio de
Janeiro, COPPE

1. Análise Dinâmica de Monobóias
2. Estruturas Offshore
3. Métodos de Análise Estrutural

I. COPPE/UFRJ II. Título (série)

Aos meus pais Ronan e Ignês
e aos meus irmãos Thiago e Thomás

AGRADECIMENTOS

Ao Professor Breno Pinheiro Jacob pelos ensinamentos, amizade e orientação dada a este trabalho.

À PETROBRAS e ao CNPQ pela ajuda indispensável.

Ao professor Emil de Souza Sanches pelo estímulo inicial ao mestrado e aos demais professores da Universidade Federal de Juiz de Fora que me incentivaram.

À minha família pelo apoio constante.

Aos amigos Stael Ferreira Senra e Marcos Vinícius Rodrigues pelo incentivo ao tema de tese na área de produção *offshore* e por terem me guiado até aqui.

Aos amigos Paulo Mills, Érika Maria, Mônica Joaquim, Veranise Correia, Patrícia Ramos, contemporâneos de mestrado, que dividiram comigo as dificuldades dos trabalhos e provas.

Às amigas Valéria Malta, Neiva Romeiro, Thilene Falcão, Cláudia Motta, Raquel Oliveira pela amizade e pelos momentos de descontração.

Aos amigos Isaías Masetti, Luiz Felipe Rolo, Fábio Pallazo, Helano Leitão, Elton Ribeiro, Carlos Alberto Oliveira, Carlos Alberto Lemos, Luiz Henrique, Luís Sagrilo que contribuíram diretamente para a realização deste trabalho.

Aos demais amigos do CENPES, Marco Petkovic, Ronaldo Rossi, Mauro Oliveira, Eric Beiler, Carlos Frederico, Marcos Nadalin, Arney Silva, Ricardo Franciss, Arnaldo Papaleo, Paulo Sérgio, Francisco Roveri, Alexandro Voronof, Carlos Jordani, Carlos Eduardo Mendonça, Luiz Levi, Marcos Donato, Cláudio Amaral, Djalene Rocha, Ana Paula, Elizabeth Siqueira, Cláudia Genuncio, Arleide Araújo e muitos outros.

À Deus, que nos momentos difíceis me socorreu como se meu esforço nesta hora dependesse apenas Dele.

Resumo da tese apresentada à COPPE/UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Mestre em Ciências (M.Sc.)

ESTUDO DO COMPORTAMENTO DE MONOBÓIAS NA EXPLORAÇÃO DE PETRÓLEO OFFSHORE

Stefânia Defilippo Rocha

Fevereiro/2000

Orientador: Breno Pinheiro Jacob

Programa: Engenharia Civil

Devido ao aumento constante das atividades de produção *offshore* e do desenvolvimento de novos sistemas de ancoragem que facilitem algumas operações, surgiram neste contexto terminais oceânicos denominados Monobóias, cujo objetivo é fazer a ligação do *riser* de produção com navios cisterna, facilitando assim o armazenamento e o transporte do óleo bruto para a costa terrestre.

Muitas instalações de Monobóias foram feitas, mas alguns problemas surgiram devido aos movimentos acentuados de *pitch* e *roll* observados. Falhas no *bending-stiffener* provavelmente devido à fadiga e conseqüente ruptura do seu *riser* caracterizam estes problemas.

O objetivo principal do presente estudo é analisar o comportamento típico de uma Monobóia através da utilização de um programa baseado em um modelo numérico acoplado, e da observação dos resultados de um ensaio realizado da concepção original da Monobóia IMODCO III para uma lâmina d'água de 400m.

Com a disponibilidade de outros casos reais em mãos, estes foram testados e seus movimentos, principalmente os rotacionais, foram também analisados.

Abstract of Thesis presented to COPPE/UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Master of Science (M.Sc.)

ANALYSIS OF MONOBUOY BEHAVIOR ON OFFSHORE PETROLEUM EXPLOITATION

Stefânia Defilippo Rocha

February/2000

Advisor: Breno Pinheiro Jacob

Department: Civil Engineering

Due to the constant increase of the offshore production activities and to the development of new mooring systems, Monobuoys appeared in the context of oceanic terminals, to connect the production riser with ships, facilitating storage and transport of crude oil to coast.

Many monobuoys have been installed, but some problems appeared due to the accentuated movements of pitch and roll. Failures in the bending-stiffener, probably due to fatigue, with consequent rupture of its riser characterize these problems.

The main objective of the present study is to analyze the typical behavior of a monobuoy by using a scientific program based on a coupled numeric model, and by observing results of tank tests performed for the original conception of IMODCO III, to be located at 400m water depth.

With the availability of other real cases , these were tested and its movements, mainly the rotations, were also analyzed.

ÍNDICE

Capítulo I – Introdução	1
1.1 – Motivação	1
1.2 – Histórico da Exploração de Petróleo <i>Offshore</i> no Brasil	2
1.3 – O Futuro	10
1.4 – Objetivos e Metodologia	11
1.4.1 – Objetivos	11
1.4.2 – Metodologia	13
1.5 – Descrição dos Capítulos	13
Capítulo II – Sistemas de Ancoragem e <i>Risers</i>	15
2.1 – Sistemas de Ancoragem	15
2.1.1 – Quadro de Ancoragem	15
2.1.2 – Amarração de Ponto Único	18
2.1.3 – Posicionamento Dinâmico	24
2.2 – Descrição do Sistema CALM baseado em Monobóia	26
2.2.1 – Construção	27
2.2.2 – Operação	30
2.2.3 – Vantagens do Sistema CALM	32
2.3 – <i>Risers</i>	34
2.3.1 – <i>Risers</i> Flexíveis	34
2.3.2 – <i>Risers</i> Rígidos	35
2.3.3 – Sistemas Mistos	37
Capítulo III – Métodos Numéricos para a Análise de Unidades Flutuantes Acoradas	38
3.1 – Introdução	38
3.2 – Modelos Desacoplados	38
3.3 – Modelos Acoplados	41
Capítulo IV – Método de Análise Estática das Linhas de Ancoragem e <i>Risers</i>	42
4.1 – Análise Estática Linear	42
4.2 – Análise Não-Linear	44

4.2.1 – Equações de Equilíbrio Estático Não-Linear	46
4.3 – Critérios de Convergência	51
4.4 – Formulação do Elemento de Trelça	53
4.4.1 – Sistemas de Referência	54
4.4.2 – Campo de Deslocamentos	58
4.4.3 – Equações Constitutivas	58
4.4.4 – Vetor de Esforços Internos	62
Capítulo V – Método de Análise Dinâmica do Corpo Flutuante	63
5.1 – Formulação das Equações de Movimento de Grande Amplitude	63
5.1.1 –Introdução	63
5.1.2 – Sistemas de Referência	63
5.1.3 – Equações de Movimento	64
Capítulo VI – Representação dos Carregamentos Atuantes	69
6.1 – Cargas Hidrodinâmicas	69
6.2 – Onda	71
6.3 – Correnteza	72
6.4 – Vento	72
Capítulo VII – Análise Estatística de Séries Temporais	74
7.1 – Definições	74
7.2 – Análise Espectral do Sinal	77
7.3 – Distribuição de Probabilidades	78
7.4 – Distribuição de Valores Máximos Extremos	79
Capítulo VIII– Aplicações	81
8.1 – Descrição Geral dos Casos Analisados	81
8.2 – Caso 1	81
8.2.1 – Dados Gerais.....	81
8.2.2 – Modelação do Casco	84
8.2.3 – Modelação das Linhas	86
8.2.4 – Dados Ambientais	89
8.2.5– Resultados dos Testes Estáticos.....	90

8.2.6 – Resultados Dinâmicos	92
8.3 – Caso 2	94
8.3.1 – Dados Gerais.....	94
8.3.2 – Modelação das Linhas e <i>Riser</i>	95
8.3.3 – Dados Ambientais	99
8.3.4 – Resultados Dinâmicos	101
8.3.5 – Estimativa de Valores Máximos Extremos	105
8.4 – Caso 3	109
8.4.1 – Condições de Análise	109
8.4.2 – Dados Gerais.....	110
8.4.3 – Modelação das Linhas	111
8.4.4 – Dados Ambientais	113
8.4.5 – Resultados Dinâmicos	115
8.4.6 – Estimativa de Valores Máximos Extremos	116
Capítulo IX – Considerações Finais	117
9.1 – Conclusões	117
9.2 – Desenvolvimentos futuros	119
9.2.1 – Novos Desenvolvimentos em Modelos Acoplados	119
Referências Bibliográficas	121

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

1.1 – Motivação

O petróleo é uma das mais importantes fontes de energia no mundo e permanecerá assim durante muitos anos [1]. Novos campos de petróleo *offshore* estão cada vez mais sendo explorados por empresas e governos objetivando, desta forma, diminuir o *déficit* da balança de pagamentos causados pelo aumento constante de preço do óleo bruto e assegurar suprimento estável devido ao sempre mutável clima político.

O ambiente marítimo, entretanto, é complexo e exige cuidados específicos com mão de obra, recursos financeiros e maquinaria. Como resultado, uma ampla indústria periférica foi criada para satisfazer as necessidades dos produtores de petróleo *offshore*.

A proliferação de grandes navios tanques após o fechamento do Canal de Suez, em 1956, tornou obsoletos vários portos tradicionais. Além disso, a produção de petróleo avançava cada vez mais para áreas mais distantes da costa. Os operadores de *offshore* se depararam então com um problema: não era mais viável transportar o óleo através de oleodutos, devido às longas distâncias e a irregularidade do terreno no fundo do mar. Esta situação estimulou o desenvolvimento de monobóias (que compõem um sistema de ancoragem do tipo SPMs - *Single Point Moorings*) para servir como terminais *offshore* de carga e descarga [1]. Por esse motivo o carregamento de navios petroleiros através de monobóias tornou-se uma ótima solução, com ou sem estocagem em navios cisterna (FSO - *Floating Storage and Offloading units*).

Desta forma, o terminal *offshore* (monobóia), como mostrado na Figura I-1, e os sistemas flutuantes de produção são fundamentais para problemas de produção de petróleo, coleta, estocagem e transferência no mar.

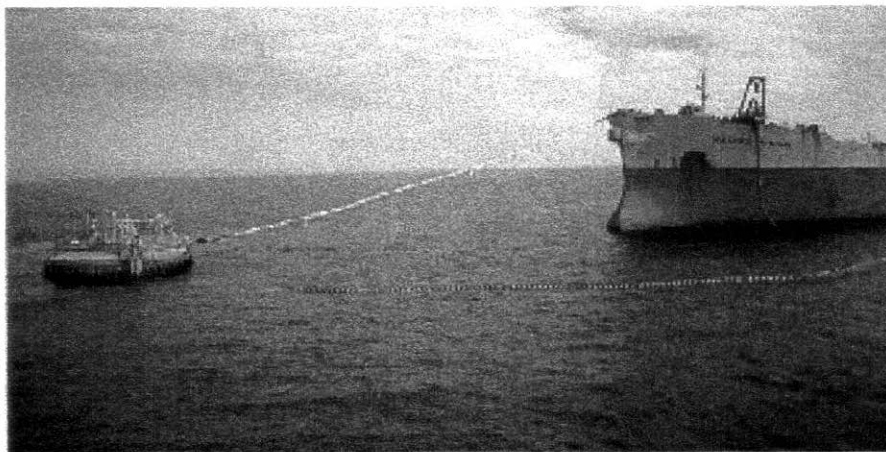


Figura I-1 - Monobóia conectada ao navio cisterna

Após a instalação de algumas monobóias na Bacia de Campos, ocorreram rupturas do conjunto enrijecedor/*riser* flexível suspenso na mesma [2]. Um dos exemplos mais recentes, aconteceu com a monobóia IMODCO III instalada no campo de Marlim - Bacia de Campos a 830m de lâmina d'água, onde a falha do conjunto ocorreu após aproximadamente seis meses de operação. Não só o financeiro, mas principalmente os danos ambientais causados pelo vazamento de óleo em ambiente marinho, prejudicando de modo devastador o ecossistema local, são fatores mais que necessários para que o problema seja analisado com o maior rigor e precisão possíveis visando a não repetição do incidente.

1.2 – Histórico da Exploração de Petróleo *Offshore* no Brasil

As primeiras atividades de exploração e produção de petróleo no mar pela Petrobras [3] ocorreram em lâminas d'água com profundidades inferiores a 100m; o que hoje é considerado como águas rasas, foi na época um desafio tecnológico. As estruturas utilizadas para suportarem as plataformas eram chamadas **Jaquetas** como as mostradas nas Figuras I-2 e I-3.



Figura I-2 - Plataforma fixa suportada por Jaqueta instalada na Bacia de Campos



Figura I-3 - Jaqueta sendo transportada sobre o mar

Outra solução usual ainda em águas relativamente rasas, foi a utilização das **Plataformas Auto-Elevatórias**, como a representada esquematicamente na Figura I-4. Tais plataformas, como ilustra a Figura I-5, são estruturas marítimas móveis, empregadas para a exploração de reservas de petróleo e produção antecipada.

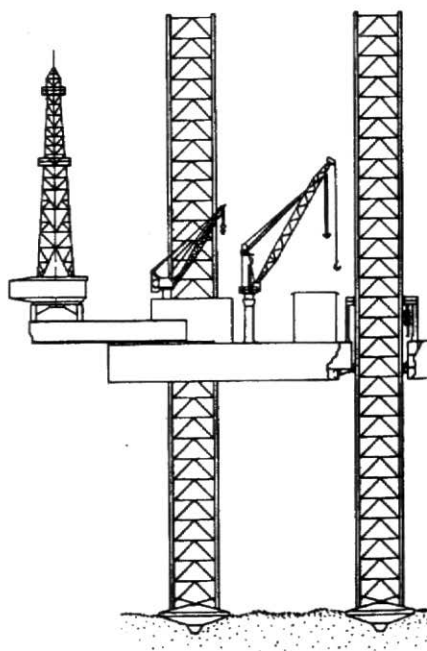


Figura I-4 - Esquema de uma Plataforma Auto-Elevatória



Figura I-5 - Plataforma Auto-Elevatória instalada na Bacia de Campos

Diante do descobrimento de reservas de petróleo em águas mais profundas, foram sendo observadas importantes alterações no comportamento dos sistemas estruturais até então utilizados. Em lâminas d'água com profundidades intermediárias (variando entre 100 e 400 metros), procurou-se continuar utilizando estruturas fixas - as

jaquetas, mas a utilização de plataformas auto-elevatórias tornou-se inviável devido a problemas operacionais que ocorriam com pernas muito maiores do que 100m.

Com a descoberta de grandes reservas em águas profundas, com lâmina d'água alcançando a casa dos 1000m ou mais, tornou-se necessário buscar outras alternativas para sistemas estruturais de suporte a plataformas: tanto os sistemas auto-elevatórios quanto as jaquetas perdem a viabilidade técnica e econômica em profundidades acima de 400m [3].

Desde então, diversas concepções estruturais têm sido propostas e utilizadas para águas profundas. Todas podem ser classificadas dentro do conceito geral de **estrutura complacente**, dentre as quais se incluem as **Torres complacentes** e os **Sistemas Flutuantes**; são conjuntos muito flexíveis, podendo suportar grandes deslocamentos em resposta à ação das cargas ambientais, tornando o comportamento da estrutura significativamente não-linear. Devido a esta elevada flexibilidade, apresentam os primeiros períodos naturais de vibração muito maiores do que o das ondas de projeto (tanto para operação normal, quanto em situações de tormenta). A representação do carregamento ambiental (onda, correnteza) também exige a consideração de efeitos dinâmicos e não-lineares, já que gera efeitos hidrodinâmicos que são função das acelerações e do quadrado da velocidade relativa fluido-estrutura. Em resumo, observa-se a predominância de efeitos de inércia e amortecimento, e a presença de fontes de não-linearidades significativas. Estas características são intrínsecas ao comportamento de estruturas complacentes, e são levadas em conta no próprio desenvolvimento destas concepções; assim é fácil concluir que, na simulação numérica do comportamento de tais estruturas, é mandatória a utilização de métodos numéricos rigorosos para análise dinâmica e não-linear no projeto e dimensionamento de tais estruturas.

Os primeiros estudos desenvolvidos sobre **Torres complacentes** (Figura I-6) levaram à construção da **Torre estaiada Lena** [4], instalada no Golfo do México, mas alguns problemas operacionais na manutenção do sistema de linhas de amarração foram reportados, e desde então não se tem notícia da instalação de outras torres.

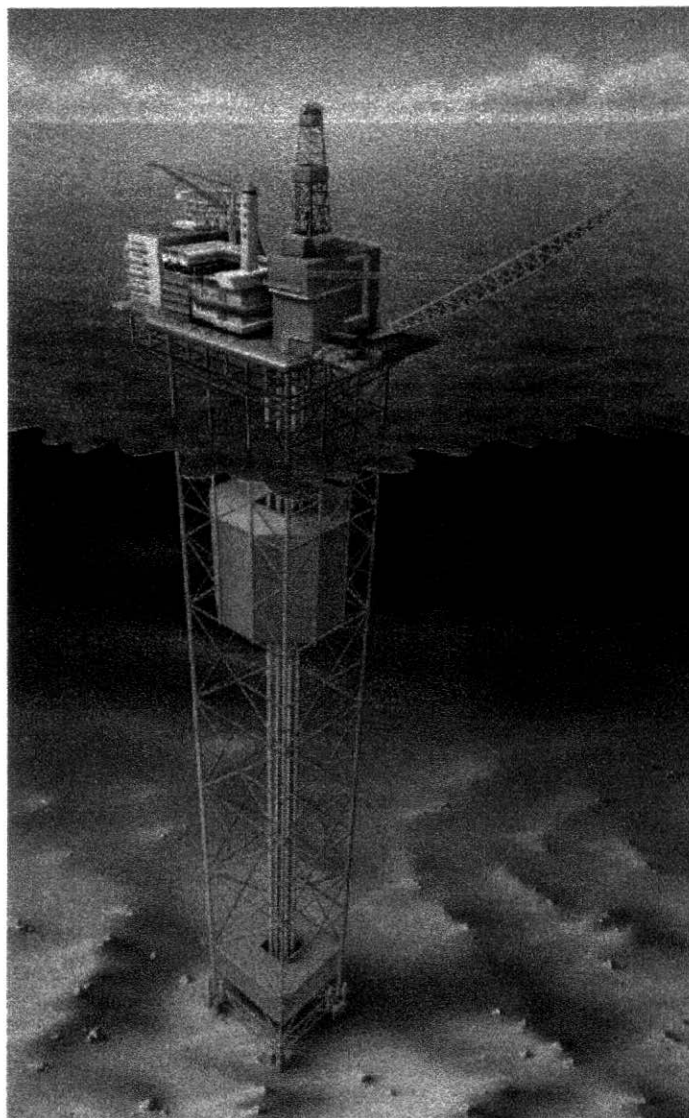


Figura I-6 - Torre Estaiada

Assim, a tendência atual para a exploração de petróleo em águas profundas tem passado ao largo de torres e se concentrando em sistemas flutuantes.

Plataformas **Semi-submersíveis** (Figura I-7) são sistemas flutuantes compostos por um casco que suporta uma plataforma com os equipamentos e facilidades de produção, e os alojamentos. Este casco pode navegar com propulsão própria ou rebocado, e pode ser ancorado em uma determinada localidade por um conjunto de linhas de amarração em catenária ou *taut-leg*, como esquematizado na Figura I-8.



Figura I-7 - Plataforma Semi-Submersível

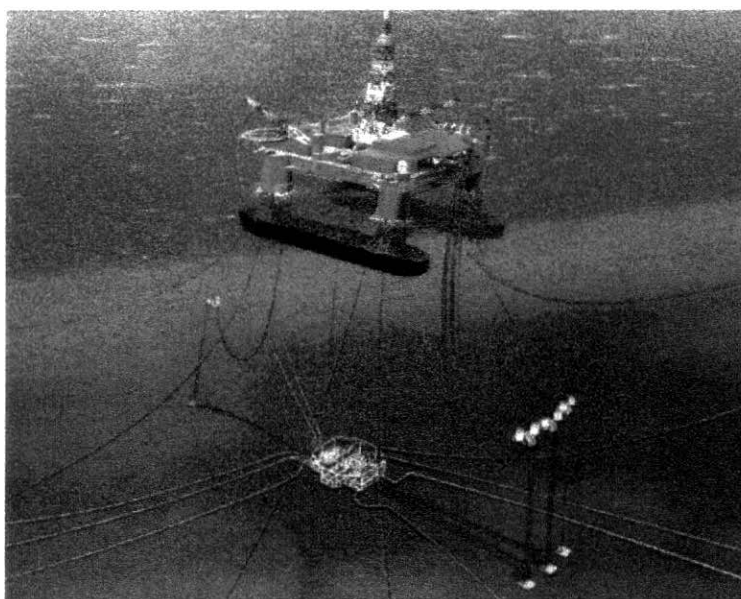


Figura I-8 - Esquema de ancoragem em catenária para uma Semi-submersível

Plataformas de Pernas Tensionadas (Figura I-9) são usualmente referidas pela abreviação de seu nome em inglês TLP (*Tension Leg Platforms*). O casco é semelhante ao de uma plataforma semi-submersível, apresentando um excesso de flutuação que é

compensado por "pernas" ou tendões verticais tensionados, conectados a um sistema de flutuação no fundo do mar.

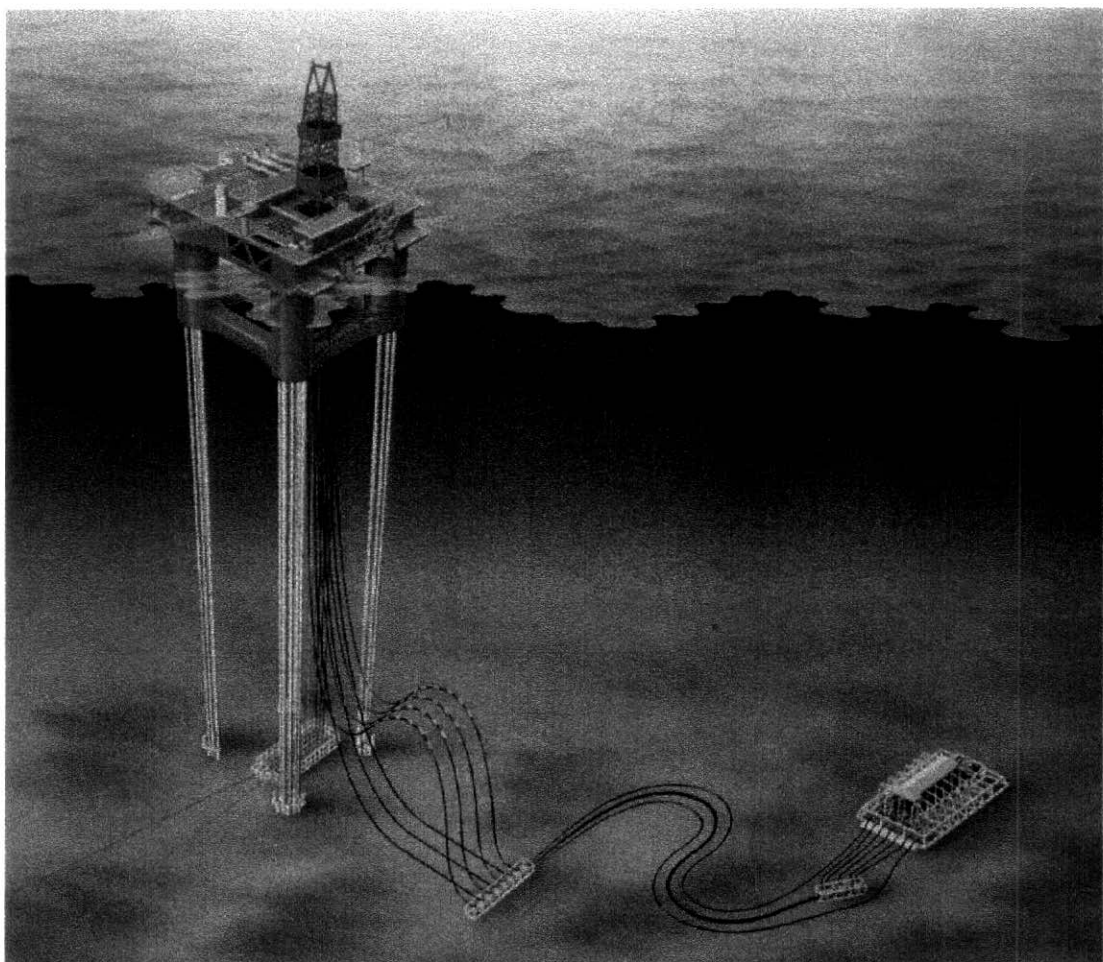


Figura I-9 - Plataforma de Pernas Tensionadas

Mais recentemente tem sido considerada a utilização de navios ancorados como plataforma de trabalho para atividades de produção de petróleo. Podem ser citados estudos recentes sobre as **Unidades Estacionárias de Produção e Armazenamento de Óleo** (Figura I-10), conhecidas como FPSO's (*Floating Production, Storage and Offloading units*). Este conceito tem se mostrado versátil e econômico, notadamente em campos situados onde inexistente uma rede de oleodutos, de reservas limitadas, com pequeno número de poços ou em grande lâmina d'água.



Figura I-10 - FPSO

Alguns recordes mundiais da Petrobras em águas profundas [5]:

- 1977 - A Petrobras instala, no campo de Enchova a 124 metros de profundidade, na Bacia de Campos, o segundo Sistema Flutuante de Produção existente no mundo. Esse sistema, então destinado à produção antecipada, continua operando e produzindo mais de 20 anos depois, no mesmo local, com excelente retorno para a Companhia. Era o início da instalação de muitos outros sistemas semelhantes no Brasil e no exterior.
- 1979 - Com a instalação da primeira árvore-de-natal no fundo do mar, 189 metros de profundidade são alcançados.
- 1985 - Árvores-de-Natal *diverless*, que dispensam mergulhadores, permitem ultrapassar 300 metros de profundidade.
- 1989 - O campo de Albacora entra em operação, com 500 metros de lâmina d'água.
- 1997 - O poço do campo de Marlim Sul atinge 1709 metros.

- No campo de Roncador, o poço 1-RJS-436 começa a produzir a 1853 metros de profundidade.

1.3 – O Futuro

Geólogos calculam que a quantidade total de óleo a ser extraído no mundo pode, no máximo, alcançar 300 bilhões de toneladas [1]. Até nossos dias, 40 bilhões de toneladas já foram produzidos e existem reservas provadas de cerca de 90 bilhões de toneladas. Isto nos deixa 170 bilhões de toneladas a serem descobertas, uma parte nas águas mais profundas dos oceanos e nas zonas polares.

Por isso podemos dizer que estamos entrando em uma época de produção *offshore* de petróleo, que exigirá enormes esforços das indústrias de apoio e também dos produtores. Os operadores com certeza exigirão uma crescente capacitação dos sistemas de produção *offshore* para trabalharem em profundidades cada vez maiores.

Os sistemas FPSO's empregando *turret* sinalizam a possibilidade de serem utilizados em águas de profundidades cada vez maiores.

Para as regiões árticas, estão sendo desenvolvidos trabalhos relativos a sistemas de ancoragem “desconectáveis”, com vista a se evitar o choque com icebergs.

Sistemas de ancoragem também estão sendo pesquisados para utilização em uma ampla variedade de instalações *offshore* dissociadas da produção e do manuseio de produtos de petróleo [1]. As plantas de geração de energia elétrica baseadas em conceitos de efeito de par termoelétrico podem ser ancoradas longe da costa para atender às indústrias baseadas no litoral. O manuseio de cargas de minério de ferro ou outros materiais granulares na forma semifluida, entre navios e terminais terrestres, vem se tornando de crescente interesse. A tecnologia de monobóias já é totalmente viável no manuseio destes semifluidos.

1.4 – Objetivos e Metodologia

1.4.1 – Objetivos

Uma das prováveis causas da falha da monobóia IMODCO III, mencionada no item I.1, está associada à fadiga do enrijecedor (*bending-stiffener*) (Figura I-11) instalado no topo do *riser* flexível, onde ocorreram trincas e posteriormente fratura. Em decorrência deste fato, o *riser* passou a se atritar com a superfície inferior da camisa de aço interna do enrijecedor próxima à região de fratura. Desse modo ocorreu um dano progressivo das camadas estruturais do *riser* até a sua falha final, caracterizada pela ruptura completa da seção transversal originalmente situada junto à seção do enrijecedor previamente submetida à falha por fadiga.

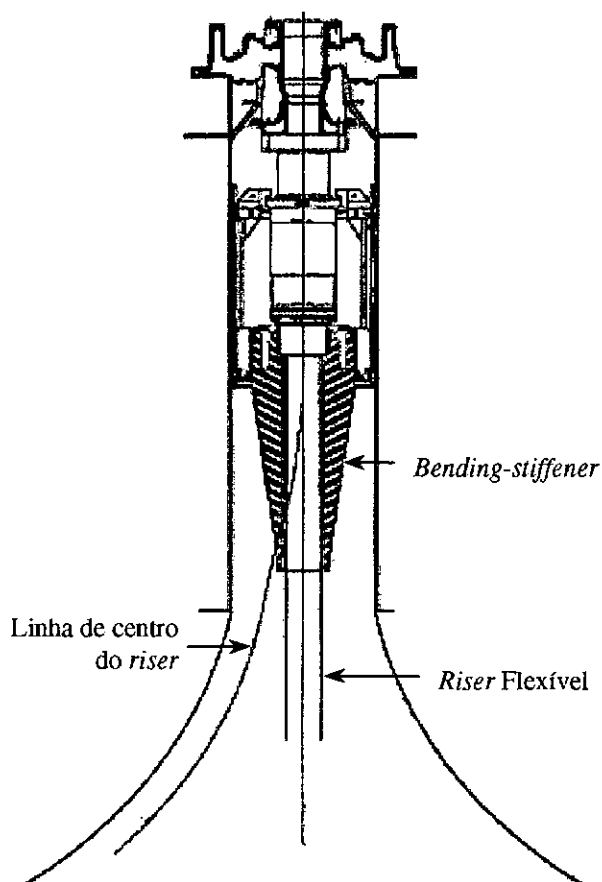


Figura I-11 - *Bending-stiffener*

Em função desta provável causa é necessário que se faça um estudo do comportamento da Monobóia que pudesse, se possível, comprovar as circunstâncias que provocaram a falha do enrijecedor, pois as respostas dinâmicas associadas aos movimentos locais da Monobóia servem de subsídios para a análise de fadiga do *bending-stiffener*.

Na concepção de montagem do conjunto riser/enrijecedor o ângulo de flexão do enrijecedor se restringe a um valor limite da ordem de 10° , portanto deve-se analisar prioritariamente os efeitos decorrentes dos deslocamentos angulares (*pitch* e *roll*) devido aos movimentos locais da Monobóia. Devido às reduzidas dimensões das Monobóias, o seu movimento local apresenta grande sensibilidade mesmo para pequenas variações do sistema de ancoragem. Como esses movimentos afetam diretamente os níveis das tensões impostas ao riser/enrijecedor a análise das falhas destes componentes requer, portanto, uma criteriosa definição das linhas de ancoragem. O comportamento da Monobóia pode ser fortemente afetado pela variação das trações nas linhas de ancoragem e riser, e pela modificação da sua condição de equilíbrio, tudo decorrente dos deslocamentos horizontais impostos através do *hawser* (espia). Sem uma ferramenta criteriosa para o cálculo do comportamento da Monobóia, torna-se necessária a realização de ensaios em laboratório para cada concepção proposta para este tipo de estrutura.

Assim, o objetivo principal desta dissertação é estudar o comportamento típico de uma Monobóia através da utilização do programa PROSIM-E [6] e da observação dos resultados de um ensaio realizado da concepção original da Monobóia IMODCO III para uma lâmina d' água de 400m. Com isso, a utilização de métodos numéricos pode se tornar uma ferramenta indispensável para a análise de estruturas mais sensíveis como Monobóias. Deste modo caminhar-se-ia na direção de um “tanque de provas numérico”, o que decorreria de uma economia considerável, não precisando mais recorrer a ensaios de laboratórios estrangeiros considerados extremamente caros.

1.4.2 – Metodologia

Para a completa representação do comportamento de um sistema estrutural para exploração de petróleo no mar, não basta apenas considerar separadamente a estrutura de suporte e as linhas de ancoragem ou de produção. É necessário considerar a interação entre todos os componentes, como no caso de uma Monobóia e suas linhas de ancoragem e *risers* flexíveis [3].

Duas abordagens podem ser seguidas na definição da estratégia de análise para a consideração desta interação. A abordagem mais tradicional consiste em empregar um **modelo desacoplado**, que leva a uma simplificação para obter economia computacional que, para estruturas mais sensíveis, pode mascarar os resultados. Neste modelo o casco e as linhas são analisados separadamente. Para um sistema flutuante é usual efetuar inicialmente uma análise naval de movimentos considerando o casco sob a ação do carregamento ambiental e em seguida transferir os movimentos resultantes para a análise das linhas, impondo-os como movimentos prescritos no topo.

Por outro lado, em um **modelo acoplado** a estrutura e as linhas de amarração são totalmente representadas e analisadas no mesmo modelo; com isso obtém-se maior rigor nos resultados. O programa PROSIM-E, utilizado nesta tese, se vale deste método, onde o casco é representado por elementos cilíndricos e as linhas são representadas por modelos estáticos de elementos finitos de treliça ou pórtico espacial, incluindo todos os efeitos não-lineares pertinentes. Há ainda uma formulação completa para representar a interação linhas x solo marinho incluindo contato variável e atrito.

1.5 – Descrição dos Capítulos

O capítulo II faz uma descrição dos sistemas de ancoragem e dos tipos de *risers* utilizados na exploração de petróleo *offshore*, incluindo uma descrição do Sistema CALM, baseado em monobóia, mostrando suas vantagens, a construção e a operação de uma monobóia.

O capítulo III aborda os métodos numéricos utilizados para a análise de unidades flutuantes, descrevendo modelos desacoplados e acoplados como o empregado no programa PROSIM-E.

O capítulo IV mostra o método de análise estática empregado nas linhas, bem como a consideração e o tratamento dos efeitos não-lineares e a formulação básica dos elementos empregados na discretização das linhas de ancoragem e *risers*.

O capítulo V aborda o método de análise do corpo flutuante e sua equação de movimento.

O capítulo VI descreve as cargas hidrodinâmicas e ambientais atuantes na monobóia.

O capítulo VII contém uma breve descrição da distribuição de probabilidades e dos valores máximos esperados de uma distribuição.

O capítulo VIII apresenta aplicações que objetivam mostrar o comportamento típico de uma monobóia, observando os resultados numéricos fornecidos pelo programa PROSIM-E e os resultados experimentais disponíveis. Há ainda aplicações de casos reais instalados.

O capítulo IX contém as conclusões, em que são comentados os resultados obtidos. São ainda relacionadas algumas sugestões para desenvolvimentos futuros.

CAPÍTULO II

SISTEMAS DE ANCORAGEM E *RISERS*

Linhas de ancoragem, tendões e *risers*, desempenham um papel importante nas atividades de exploração de petróleo *offshore*. Tais estruturas auxiliares também podem ser classificadas como estruturas complacentes, pois são muito esbeltas, sofrem grandes deslocamentos, e dependem de suas características de inércia para resistir ao carregamento ambiental.

Neste capítulo, serão descritos inicialmente os tipos de Sistemas de Ancoragem empregados para manter o posicionamento de Sistemas Flutuantes; em seguida, serão descritos alguns tipos de *risers*, que são linhas que transportam os fluidos que resultam do processo de produção, desde a cabeça do poço de petróleo, no fundo do mar, até a plataforma de exploração na superfície.

2.1 - Sistemas de Ancoragem

Três tipos de sistemas de ancoragem são utilizados para uma estrutura flutuante [7], a amarração em ponto único SPM (*Single Point Mooring*), o quadro de ancoragem SM (*Spread Mooring*) e o posicionamento dinâmico (DP). Em embarcações tipo navio a amarração em ponto único é a mais utilizada, em semi-submersíveis usa-se freqüentemente o quadro de ancoragem e em sistemas com base em navios tanques ou semi-submersíveis, dependendo da operação requerida, podem ser usados o posicionamento dinâmico.

2.1.1 – Quadro de Ancoragem

Esta técnica é usada freqüentemente em operações de perfuração. Em sistemas flutuantes de produção, como semi-submersíveis, esta técnica é bastante empregada. Os efeitos das cargas ambientais em uma semi-submersível são independentes da direção de incidência, podendo-se projetar um quadro de ancoragem para manter a embarcação

no lugar. Em navios, apesar da maior sensibilidade deste com a direção de incidência das cargas ambientais, pode-se também utilizar este sistema (DICAS - *Differentiated Compliance Anchoring System*). As linhas são compostas de amarras, cabos sintéticos, cabos de aço ou uma combinação dos três. Âncoras de arrasto convencionais, VLA (*Vertical Loading Anchor*) ou âncoras tipo estaca podem ser usadas para fixar as linhas de amarração. A Figura II-1 mostra uma semi-submersível ancorada por um quadro de ancoragem.

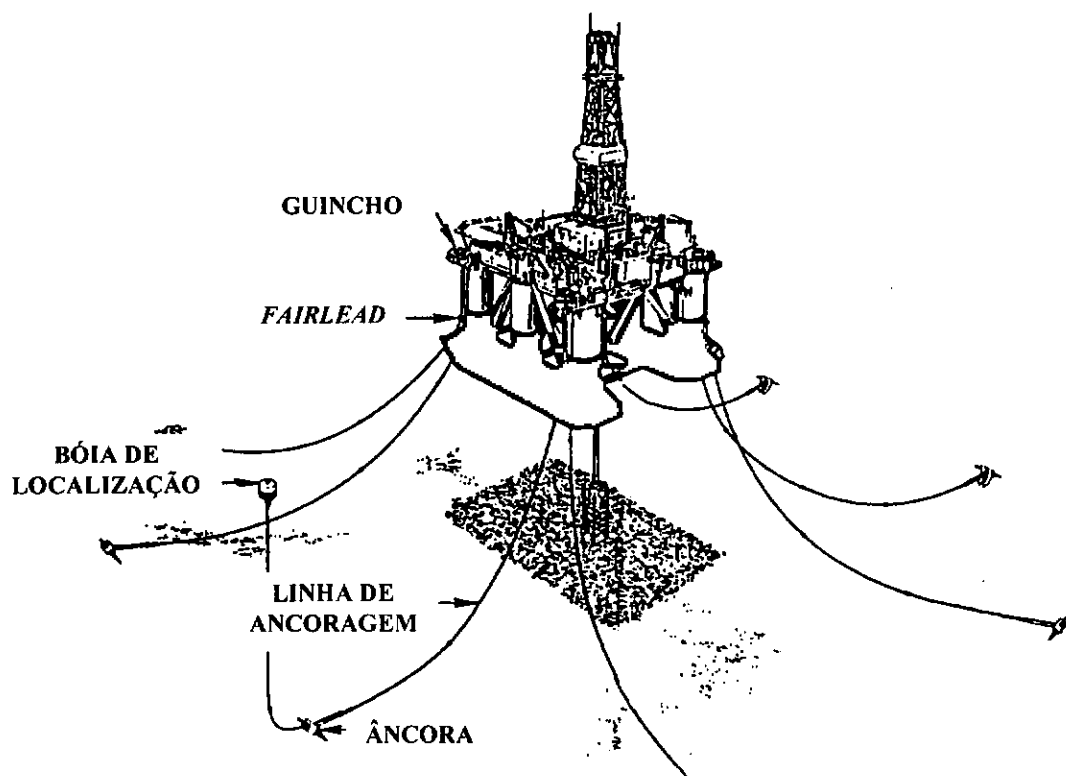


Figura II-1 - Semi-submersível ancorada

Um quadro de ancoragem oferece algumas vantagens quando usado em sistemas de produção flutuante com base em semi-submersíveis. Depois de fixada a posição da embarcação, as operações de perfuração e completação podem ser realizadas em poços submarinos localizados logo abaixo da embarcação. O mesmo pode ser dito para operações de *workover* (intervenção em poços submarinos). Por outro lado, um sistema em quadro de ancoragem possui um raio de ancoragem razoavelmente grande (da ordem de milhares de metros). Este fato deve ser considerado na instalação ou manutenção de oleodutos, *risers* ou qualquer outro equipamento submarino.

Em plataformas de pernas atirantadas (TLP) podem ser utilizadas amarrações em quadro de ancoragem combinadas com tendões de amarração vertical para que a TLP permaneça no lugar aumentando a segurança e a operacionalidade, como mostra a Figura II-2. O quadro de ancoragem fornece um conjunto paralelo de cargas para reagir contra as forças ambientais laterais, possibilitando, deste modo, que ferramentas de perfuração horizontal e equipamentos de produção sejam instalados em estruturas fixas ao solo marinho. Entretanto, estes equipamentos de produção devem ser posicionados por outros meios, como cabos guia, propulsores, ou através do guindaste do convés da embarcação. A configuração e o projeto desse quadro de ancoragem são muito similares aos sistemas de ancoragem empregados para ancorar sistemas flutuantes de produção instalados em semi-submersíveis.

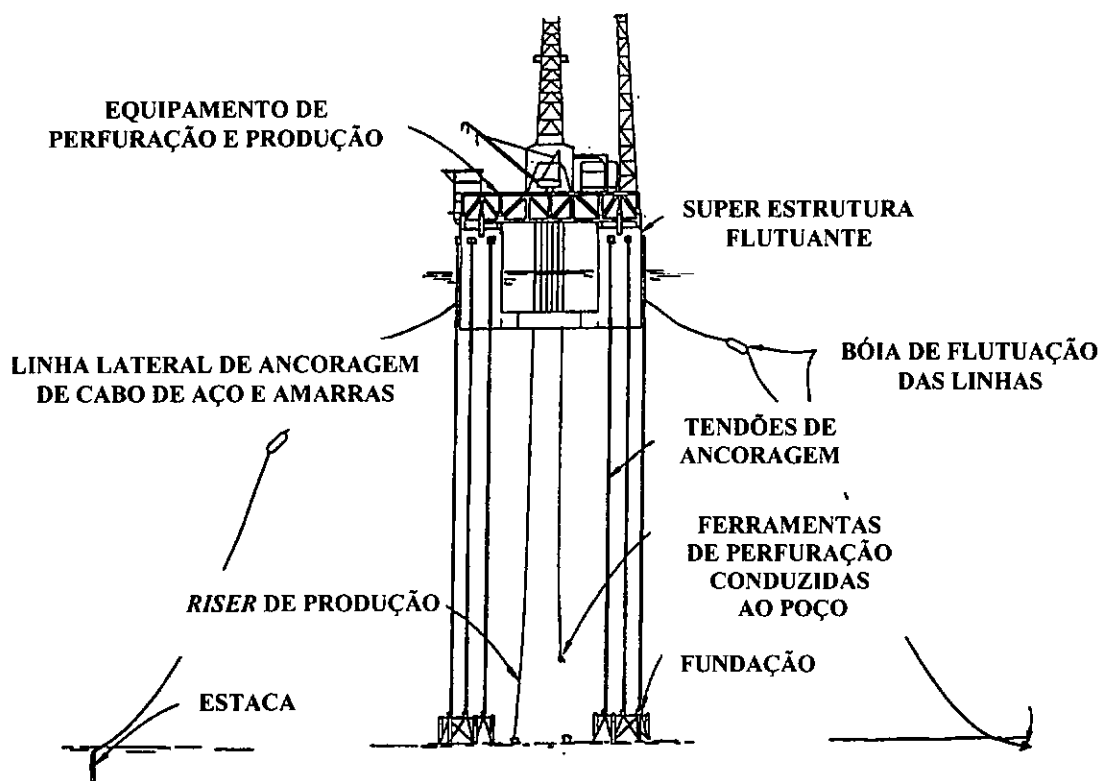


Figura II-2 - TLP ancorada

2.1.2 – Amarração de Ponto Único

Usadas basicamente por petroleiros convertidos em FSO's ou FPSO's, as amarrações em ponto único permitem que a embarcação se alinhe com a direção de incidência das cargas ambientais, tornando mínima a resultante das cargas atuantes sobre o navio. Sistemas de amarrações de ponto único são a interface entre os *risers* de produção e a embarcação. Exemplos de amarração de ponto único são resumidamente descritos a seguir:

a) Amarração com *turret* (torreta). Consiste em um sistema de amarração cujas linhas de ancoragem estão conectadas a uma torreta, que permite a embarcação girar em torno destas linhas. A torreta pode ser montada externamente a partir da proa ou da popa da embarcação com reforços apropriados (Figura II-3) ou internamente à embarcação (Figura II-4). A mesa de amarras pode estar abaixo ou acima da superfície da água. Também a torreta pode estar integrada em um sistema vertical de *risers* que estejam presos à proa ou popa da embarcação (ou internamente) através de alguma espécie de mecanismo que permita articulação (quadro suspenso por cardan, junta em U, ou conexões de corrente). A base do *riser* é, em geral, carregada através de um peso adicional, integrante ao *riser* ou suspenso por baixo do *riser* (contrapeso). Esses itens afetam o desempenho do sistema de ancoragem. A configuração do *riser* pode incluir componentes de aço tubular, amarra ou cabo de aço e pode variar de modo considerável em diâmetro e comprimento. A posição da mesa de amarras em relação ao *riser* também pode variar de acordo com o projeto. A Figura II-5 mostra algumas das variações de projeto de *turret* oferecidos pela indústria.

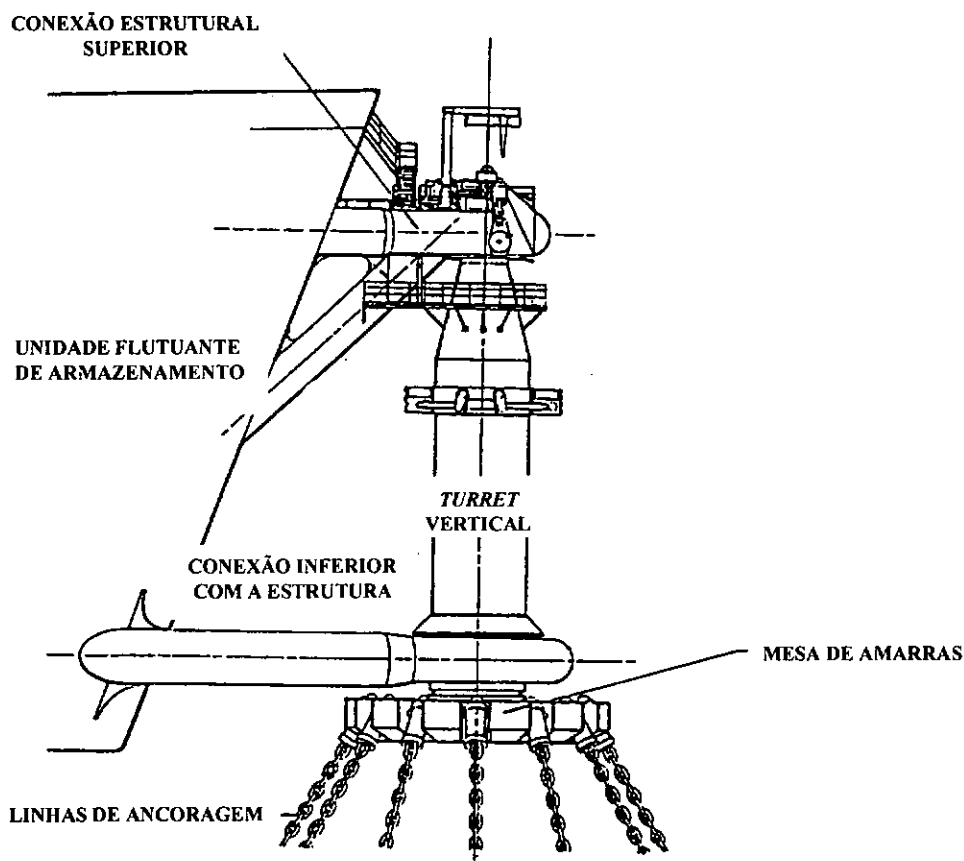


Figura II-3 - Turret externo

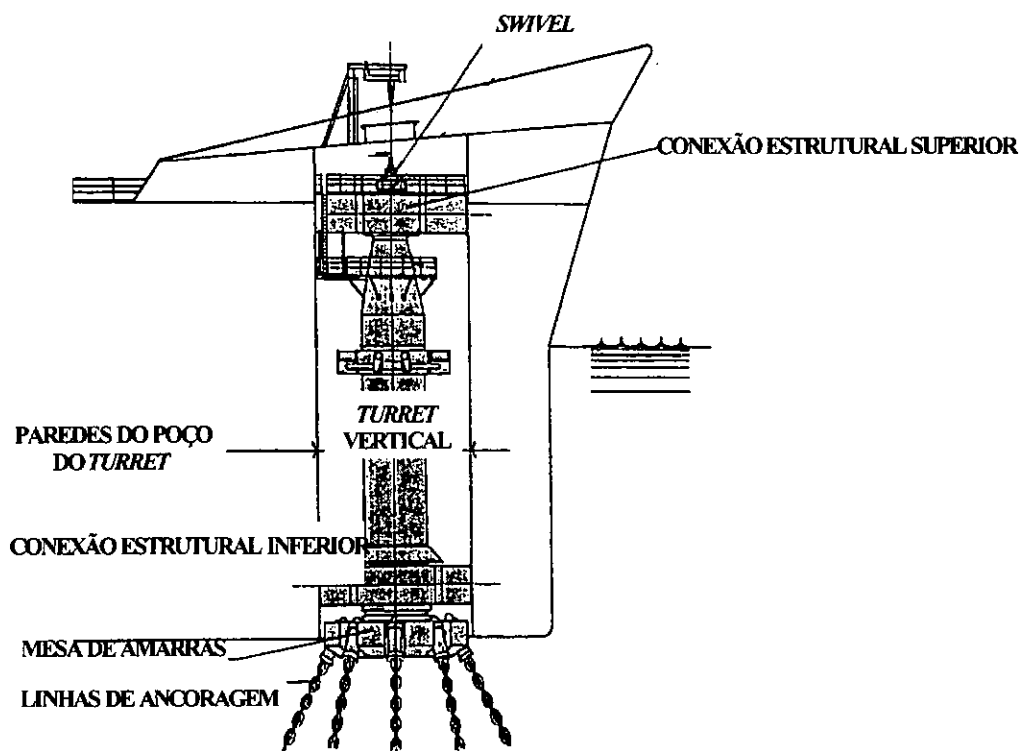


Figura II-4 - Turret interno

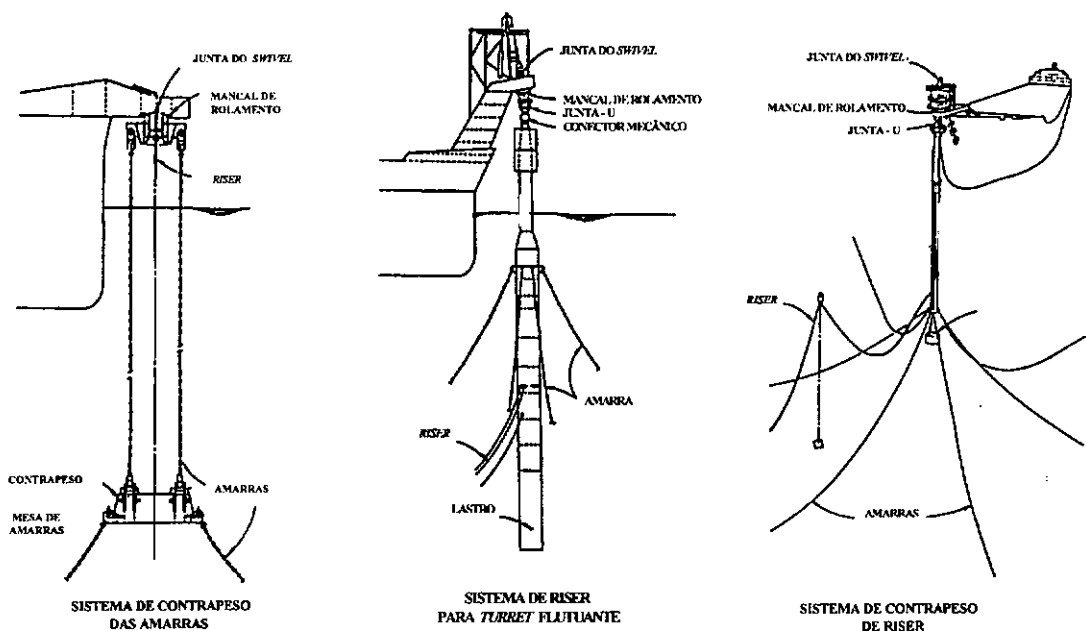


Figura II-5 - Variações de Turret

b) CALM (*Catenary Anchor Leg Moorings*) – O sistema CALM é definido como uma bóia de grandes dimensões que suporta um número de linhas de ancoragem em catenária, ancoradas no fundo do mar (Figura II-6). Em alguns casos um cabo sintético (*hawser* ou *espia*) é usado para fazer a amarração entre o petroleiro e a bóia. Uma vez que a reação da bóia CALM, sob influência das ondas, é totalmente diferente daquela do petroleiro, esse sistema está limitado em sua capacidade em resistir às condições ambientais. Quando as condições do mar alcançam uma certa magnitude, é necessário desconectar o navio. Os *risers* ou os oleodutos que se elevam do fundo do mar estão presos do lado inferior da bóia CALM.

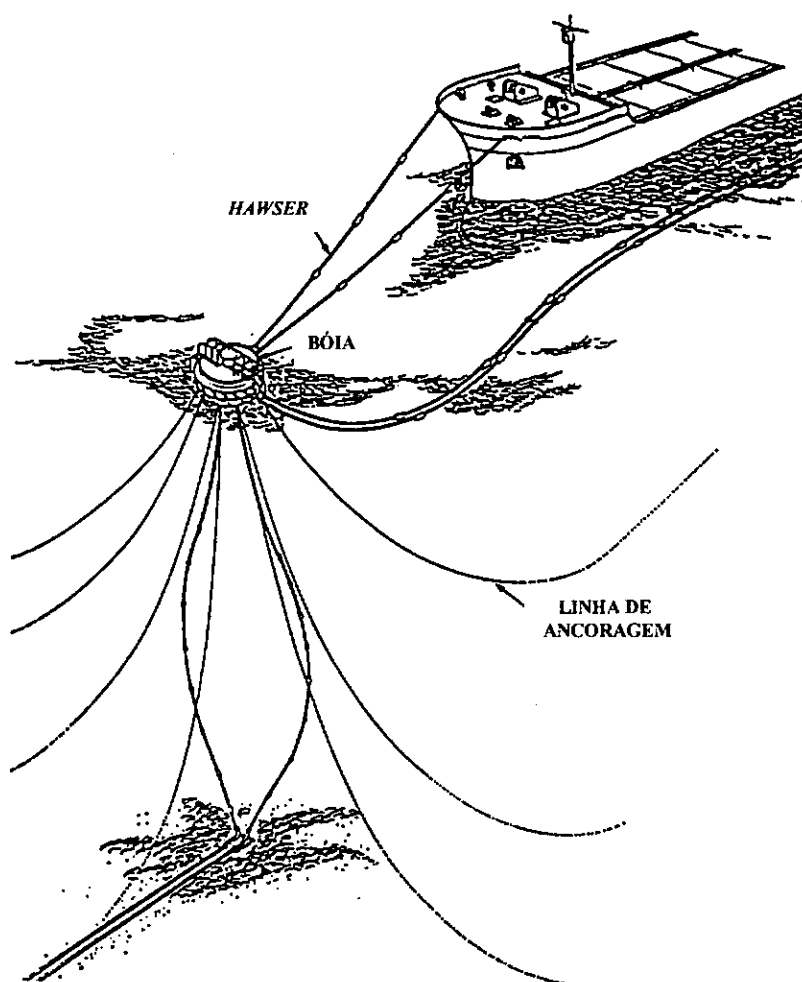


Figura II-6 - Ancoragem tipo CALM com *hawser*

Para evitar essas limitações, podem ser empregadas forquilhas (*yoke*) de acoplamento estruturais rígidas com articulações para ligar o navio à parte superior da bóia. Na Figura II-7 temos um exemplo. A articulação rígida elimina virtualmente movimentos horizontais entre a bóia e o petroleiro. Uma alternativa mais recente, mostrada na Figura II-8, é uma forquilha de acoplamento de bóia com uma conexão de amarra leve usando amarras presas à forquilha.

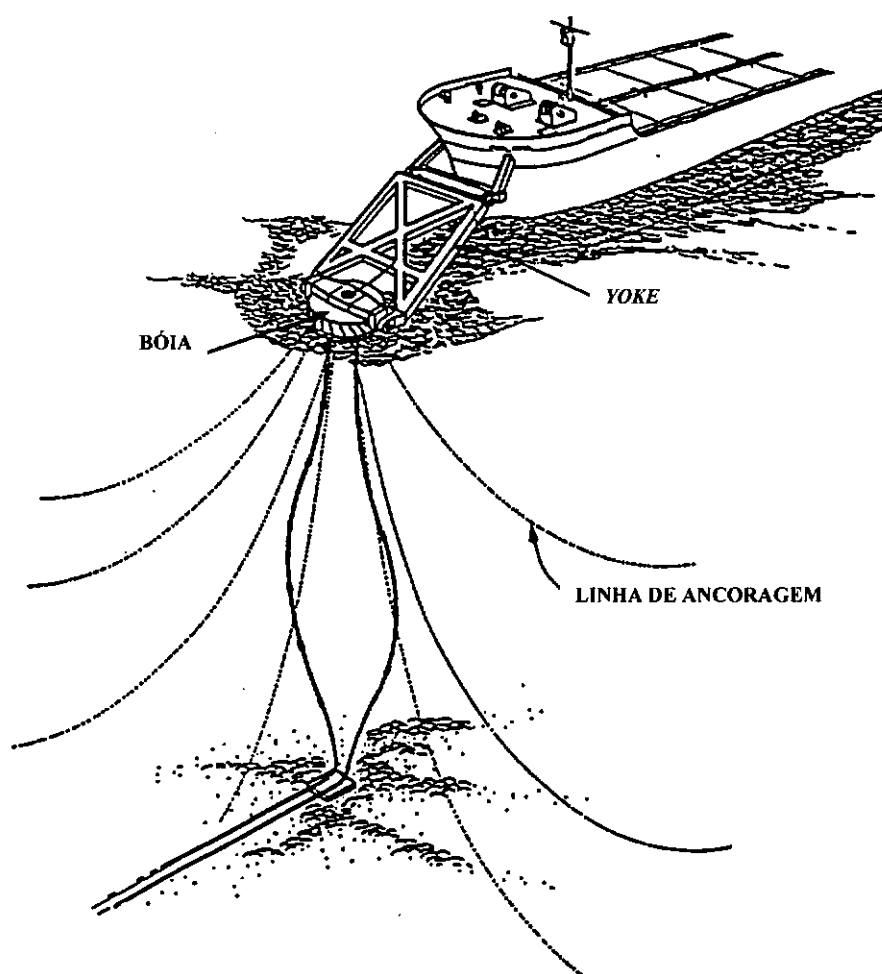


Figura II-7 - Sistema CALM fixados por yoke

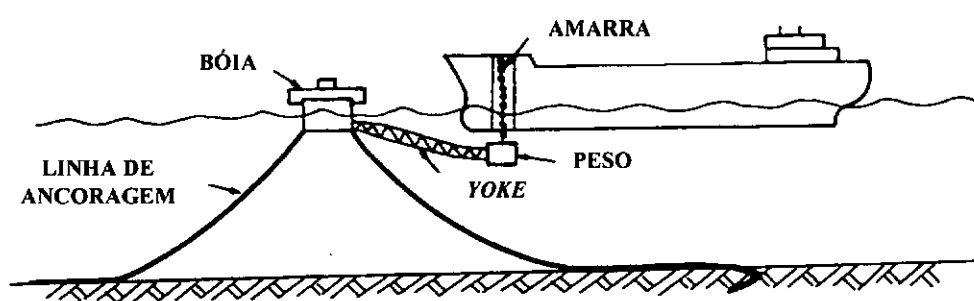


Figura II-8 - CALM com yoke leve

c) SALM (*Single Anchor Leg Mooring*) Este sistema emprega um sistema de *riser* vertical que tem uma ampla capacidade de flutuação próximo à superfície e, algumas vezes, na superfície, mantido por um *riser* pré-tensionado. Este sistema basicamente utiliza um *riser* articulado com uma forquilha de acoplamento rígida

(Figura II-9). Também é possível utilizar um *riser* de corrente com conexões de amarras leves (Figura II-10). O empuxo dos flutuadores age no topo do *riser*, e estes funcionam como um pêndulo invertido. Quando o sistema se desloca para a lateral, a ação pendular tende a restaurar a posição vertical do *riser*.

O navio cisterna pode ser amarrado à bóia SALM através de um cabo de amarração ou de uma forquilha de acoplamento rígida, tal como mostrado na descrição do Sistema CALM. A base do *riser* normalmente é fixada através de uma junta U a uma estrutura de concreto ou aço, presa por estaca ou peso morto ao fundo do mar. Em águas profundas, o sistema de *riser* possui um vão intermediário articulado.

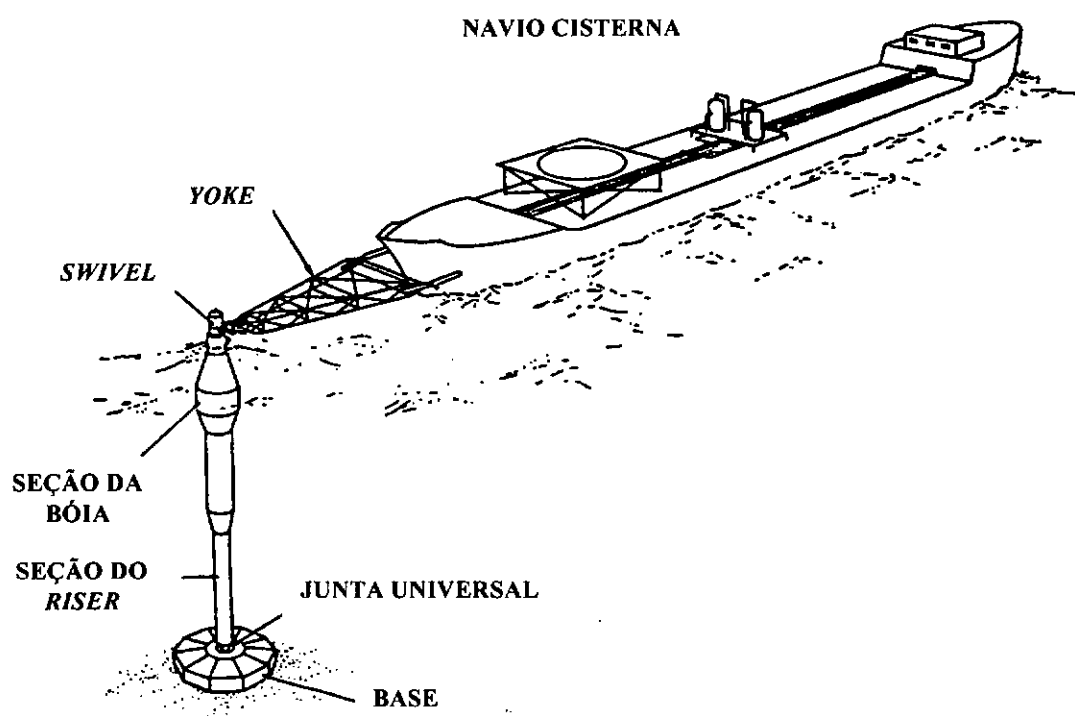


Figura II-9 - SALM com *riser* e *yoke*

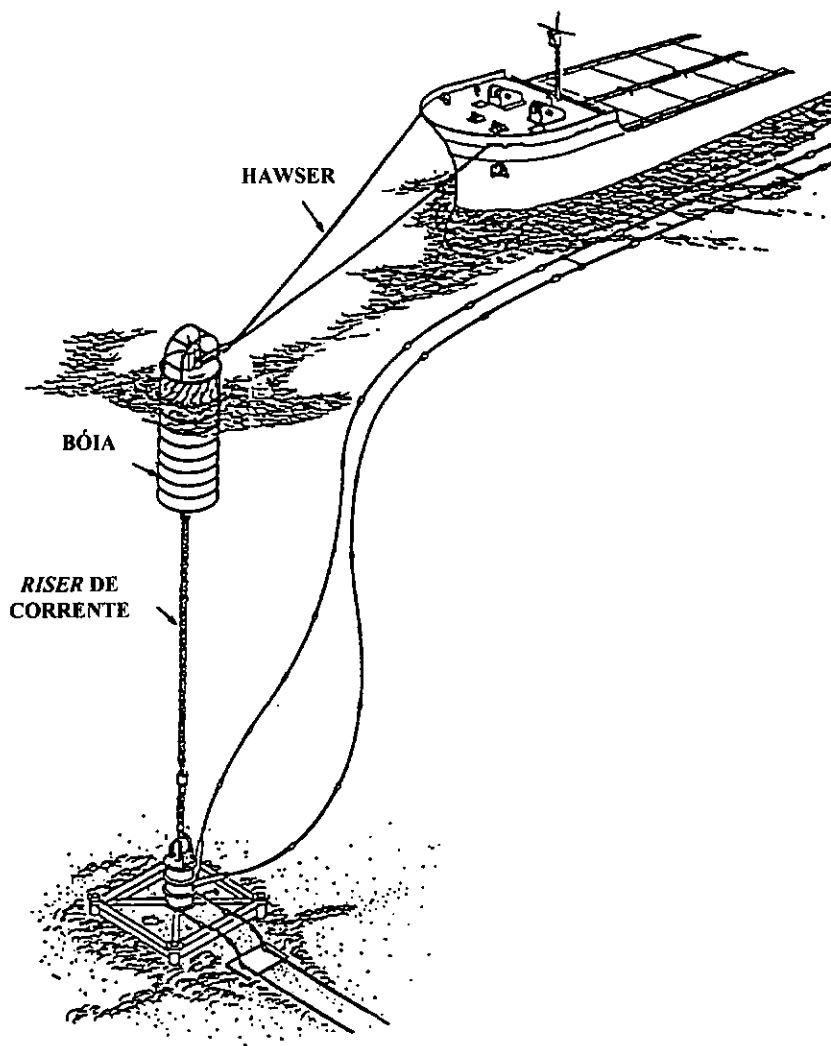


Figura II-10 - SALM com *riser* de corrente e *hawser*

2.1.3 – Posicionamento Dinâmico (DP)

O posicionamento dinâmico (Figura II-11) pode ser usado como sistema único de ancoragem ou usado como auxiliar no sistema de amarração em catenária. Consiste de um sistema de referência de posicionamento, geralmente acústico, acoplado com propulsores controlados por computador, situados em torno da embarcação. O posicionamento dinâmico pode ser usado em conjunto com um sistema de ancoragem denominado Posicionamento Dinâmico com Amarração Assistida (ou amarração assistida por propulsores, se os propulsores são controlados manualmente). O posicionamento dinâmico é particularmente bem adequado para embarcação projetada para chegar e partir freqüentemente, tal como no sistema de intervenção de poços.

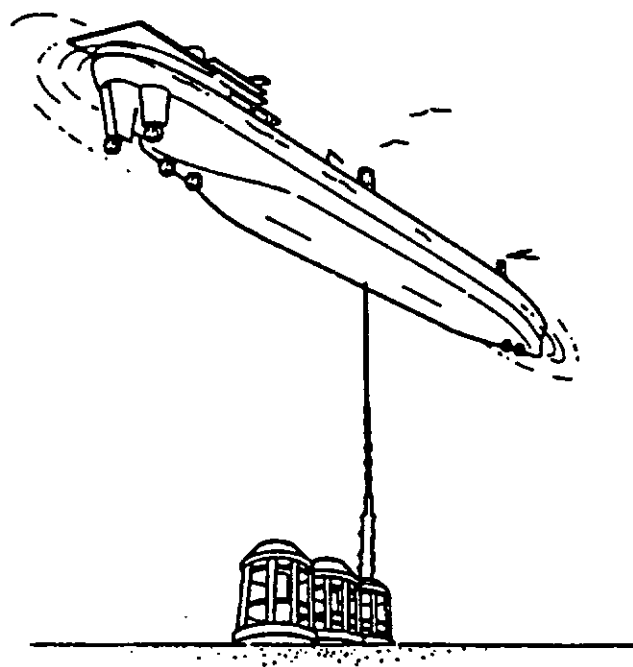


Figura II-11 - Posicionamento Dinâmico

2.2 - Descrição do Sistema CALM baseado em Monobóia

O sistema CALM [8] consiste em uma bóia flutuante ancorada ao fundo do mar por quatro, seis ou oito linhas de ancoragem dispostas de forma radial em catenária (Figuras II.12). As extremidades finais das linhas são fixadas ao fundo do mar por âncoras convencionais ou estacas. Funcionam como terminais marítimos *offshore* completos e autônomos que oferecem meios flexíveis, econômicos e seguros para amarração e transferência de carga fluida de embarcações muito grandes. Uma vez amarrada, a embarcação está capacitada para carga e/ou descarga enquanto submetida livremente às forças de vento, onda e correnteza.

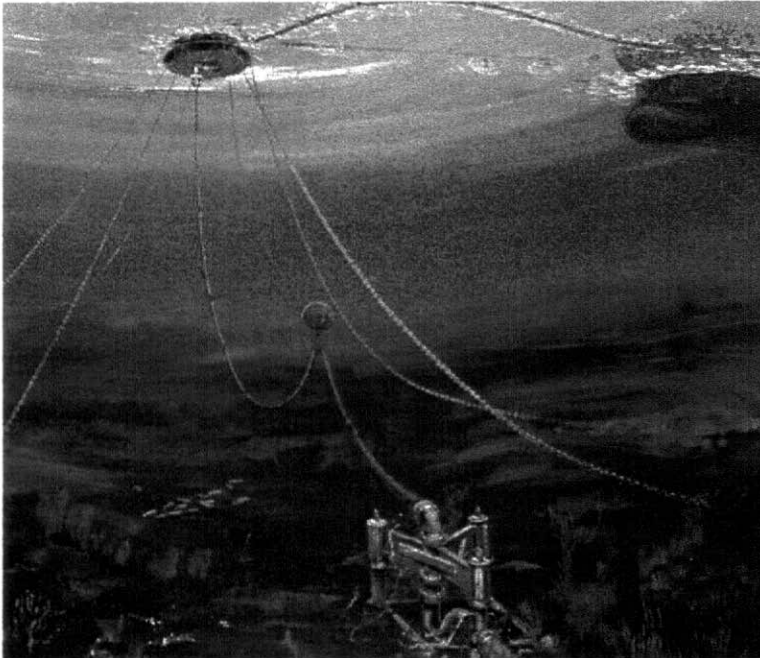


Figura II-12 - Vista submersa de uma monobóia

A bóia é livre para se mover em todas as direções. O navio petroleiro é amarrado a uma mesa giratória de mancais cilíndricos por espias acima do corpo da bóia (Figura II-13). Esta mesa giratória é livre para girar e é equipada com tubulações, válvulas, equipamento de amarração, conexões de mangueiras flutuantes, equipamentos auxiliares de navegação e, na maioria dos casos, guindastes de içamento para apoiar as atividades de manutenção.

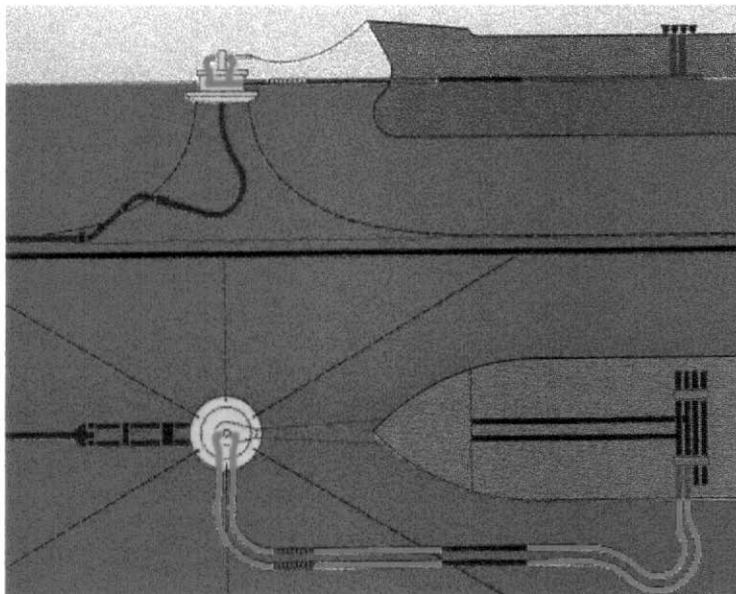


Figura II-13 Vistas esquemáticas do Sistema CALM

O centro do corpo principal da bóia abriga o condutor giratório, essencial para a transferência de produtos fluidos entre as partes rotativas e não rotativas da bóia.

A transferência dos produtos fluidos entre o navio petroleiro e a tubulação da plataforma giratória é feita por meio de mangotes flutuantes.

2.2.1 - Construção

O casco da bóia do terminal é uma estrutura circular de aço toda soldada, subdividida em compartimentos estanques dispostos em volta de uma câmara central cilíndrica também estanque. Integrada a cada uma das anteparas radiais estanques tem-se um tubo de passagem de corrente da linha de amarração, em um ângulo de aproximadamente 30° com a vertical.

Uma Unidade de Distribuição de Multi-Produtos (MPDU - *Multi Product Distribution Unit*) está instalada no convés principal, no centro da bóia. A extremidade fixa inferior da MPDU chega até a câmara central e conecta a tubulação de carga da câmara central. Presa a esta extremidade inferior da seção rotativa da MPDU tem-se um tubo rotativo de derivação múltipla de carga, um braço de amarração e de equilíbrio.

As fases da construção são as seguintes (Figura II-14) [9]:

1. Fase inicial da construção da bóia, mostrando a câmara central, os compartimentos da bóia e os tubos de passagem de corrente;
2. Quatro cascos de bóias em diferentes estágios de construção;
3. Estágio final da construção de uma bóia de 12,5 metros de diâmetro;
4. Um terminal CALM completo sendo içado a bordo de um navio para transporte para o local.

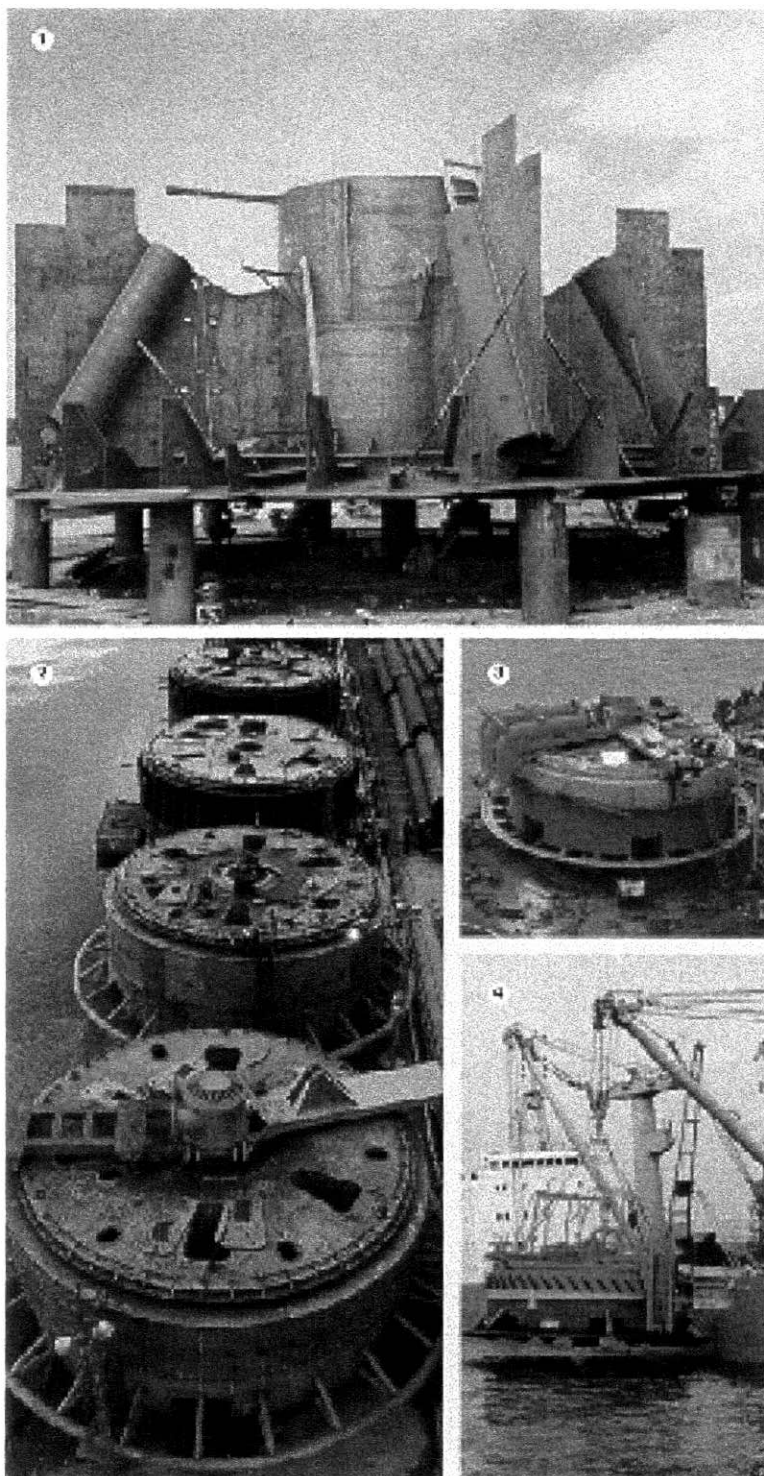


Figura II-14 - Fases da construção de uma monobóia

2.2.2 - Operação

- Enquanto o navio petroleiro se aproxima do terminal CALM com máquina reduzida, uma embarcação auxiliar conecta as linhas mensageiras à espia do terminal.
- Em seguida, os guinchos da embarcação puxam a espia, enquanto o navio chega a uma distância adequada e os motores são desligados. O navio pausadamente se alinha com a bóia obedecendo a influência das ondas, do vento e da correnteza.
- A embarcação auxiliar manobra as linhas mensageiras do mangote flutuante próximo ao *manifold* (estrutura composta de válvulas que servem para controlar e direcionar o fluxo) do navio. Então o flange do mangote é içado a bordo e conectado.
- Assim, as cargas fluidas podem ser carregadas e descarregadas.
- Após a realização das operações de transferência, a equipe apenas desconecta o mangote e deixa cair a espia .

A Figura II-15 mostra os passos acima.



Figura II-15 - Operação CALM

2.2.3 – Vantagens do Sistema CALM

- Cargas múltiplas são transferidas simultaneamente em diversas combinações de direções através da MPDU, enquanto a embarcação amarrada gira em torno do terminal obedecendo às condições do mar e climáticas;
- As forças de amarração são minimizadas enquanto o barco assume a posição de menor resistência ao vento, às ondas e à correnteza;
- Petroleiros rapidamente amarrados ou desamarrados sem o auxílio de rebocadores, fazendo com que o tempo gasto seja consideravelmente menor que nos métodos convencionais. Uma pequena lancha auxiliar e uma pequena guarnição são suficientes para a amarração até dos maiores VLCCs (*Very Large Crude Carrier*) - navios com mais de 200000 toneladas de porte bruto;
- Os custos de construção, instalação, operação e manutenção são insignificantes quando comparados com o desenvolvimento de portos ou de outros terminais em águas profundas;
- tempo entre a assinatura do contrato e o início da operação pode ser de alguns poucos meses - uma importante vantagem para uma situação econômica que muda tão rapidamente;
- A confiabilidade tem sido amplamente demonstrada pelas numerosas instalações, algumas das quais já estão em serviço há mais de 15 anos em todo mundo;
- Os custos de transferência de fluido por barril são mais baixos que em qualquer sistema manual;
- trabalho de manutenção é nominal e, em geral, está limitada a lubrificação de pontos determinados, inspeção e serviços de navegação e baterias;

- De dimensões compactas, um terminal pode ser transportado em navio como uma carga de convés ou rebocado para locais de novas instalações em condições de segurança, como mostra a Figura II-16;

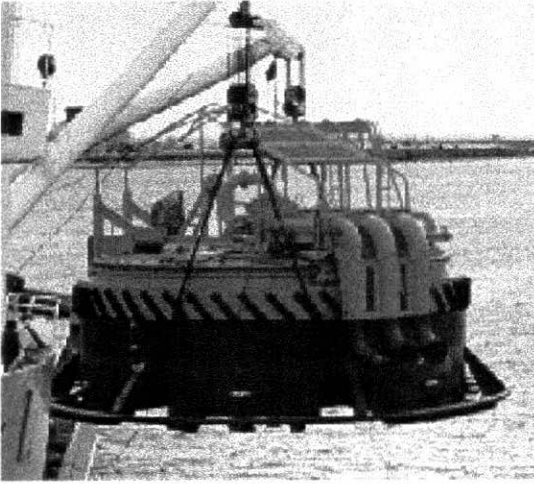


Figura II-16 - Tipos de transportes de uma monobóia

- A versatilidade está presente na capacidade de acomodar o fluxo de produtos múltiplos em qualquer combinação de direções de forma simultânea.

2.3 – *Risers*

Os *risers* são classificados de acordo com sua função, que pode ser de perfuração, completação e produção. O *riser* de completação coloca o poço em produção e o *riser* de produção conduz o petróleo bruto do poço à superfície, para ser separado em óleo, água e gás [10].

O *riser* é composto por um conjunto de tubos com funções diversas, que vão desde o transporte de óleo, gás natural, água ou petróleo bruto até linhas de controle e acionamento hidráulico ou elétricos de válvulas e dispositivos de segurança.

Quanto à sua constituição estrutural, os Sistemas de *risers* podem ser classificados em rígidos, flexíveis e mistos.

2.3.1 – *Risers* Flexíveis

Risers Flexíveis são mangotes especiais empregados em atividades de produção, em plataformas baseadas em sistemas flutuantes tais como plataformas semi-submersíveis ou navios.

Podem assumir diferentes configurações em catenária (Figura II-17), por exemplo, as configurações conhecidas como *Steep Wave* e *Lazy Wave* possuem uma seção intermediária com flutuadores, cujo empuxo alivia o peso suportado pelo sistema flutuante, e, quando sob solicitações laterais, contribui com momentos restauradores. As principais vantagens de *risers* flexíveis residem em sua característica mais acentuadamente "complacente", já que podem acompanhar sem problemas todos os movimentos do sistema flutuante.

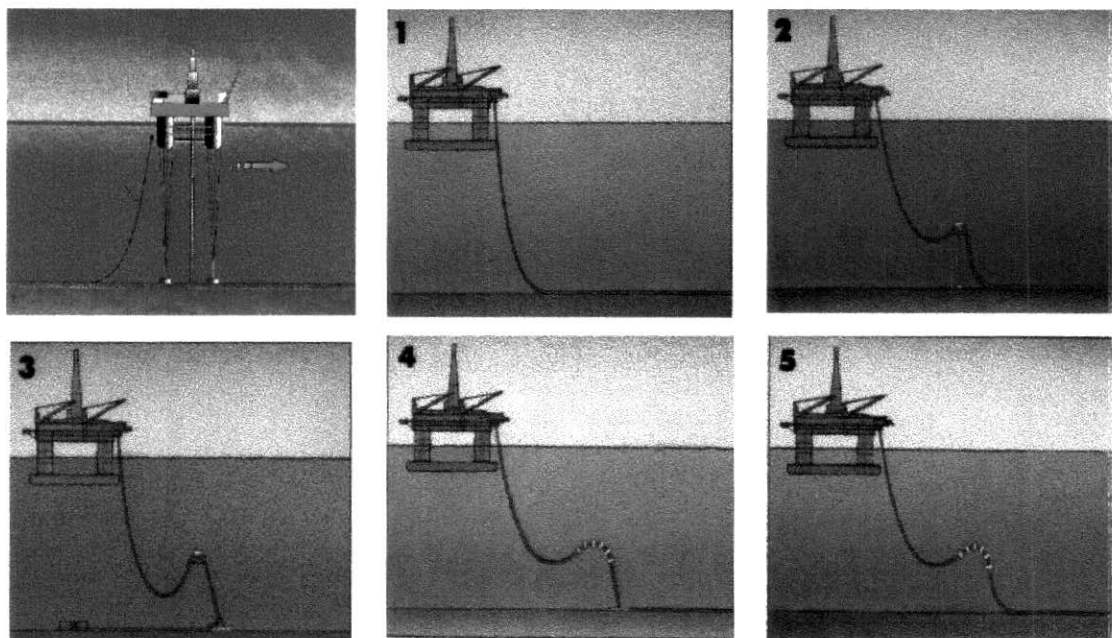


Figura II-17 - Tipos de configurações de risers

(1- catenária; 2- lazy-s; 3- steep-s; 4- steep-wave; 5- lazy-wave)

2.3.2 – Risers Rígidos

Risers Rígidos (Figura II-18) são compostos por uma série de tubos de aço acoplados uns aos outros, cada um com um comprimento de aproximadamente 12 metros. Podem ser utilizados em atividades de perfuração, e também em produção, em plataformas fixas ou baseadas em TLP's, que apresentam deslocamentos relativamente menores do que os que ocorrem em plataformas semi-submersíveis ou navios.

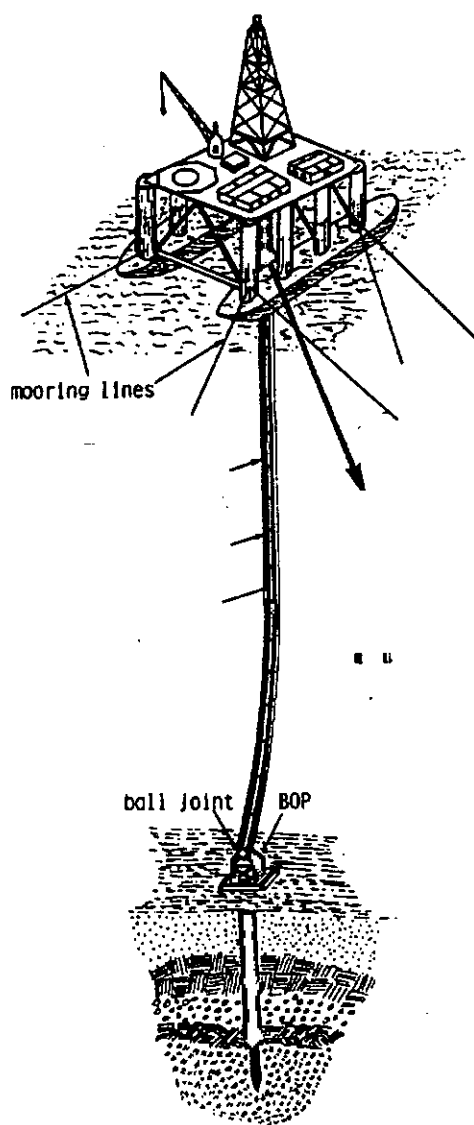


Figura II-18 - Riser rígido

Geralmente assumem uma configuração aproximadamente vertical; recentemente, têm sido consideradas configurações em catenária: O SCR (*Steel Catenary Riser*) é uma concepção nova (Figura II-19) e foi introduzido com o objetivo de substituir o *riser* flexível com grande diâmetro. Foi inicialmente utilizado em TLPs. Atualmente já está sendo projetado para semi-submersíveis de produção e também para FPSO's.

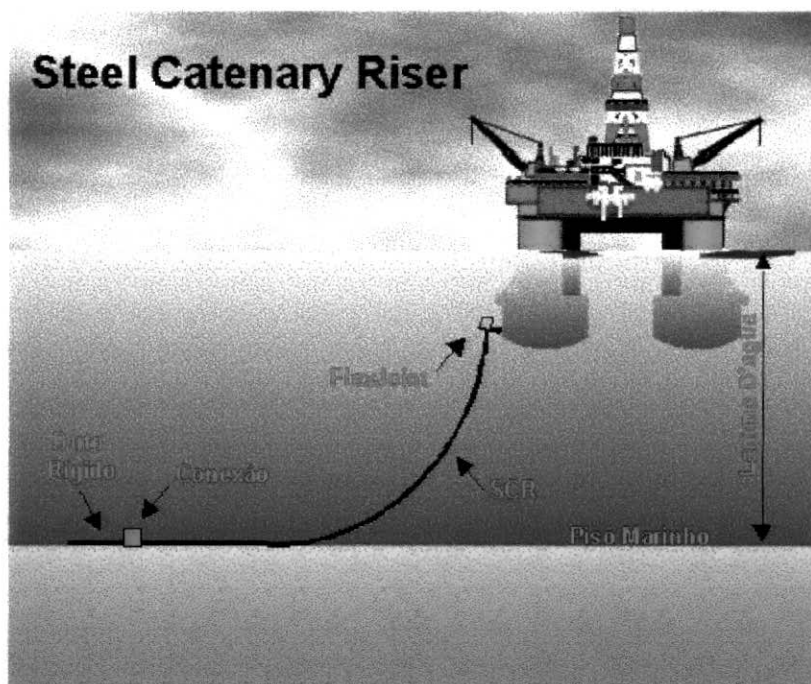


Figura II-19 - SCR

2.3.3 – Sistemas Mistos

Sistemas Mistos são sistemas compostos por uma combinação de *riser* rígido e flexível, também têm sido considerados em atividades de produção (Figura II-20).

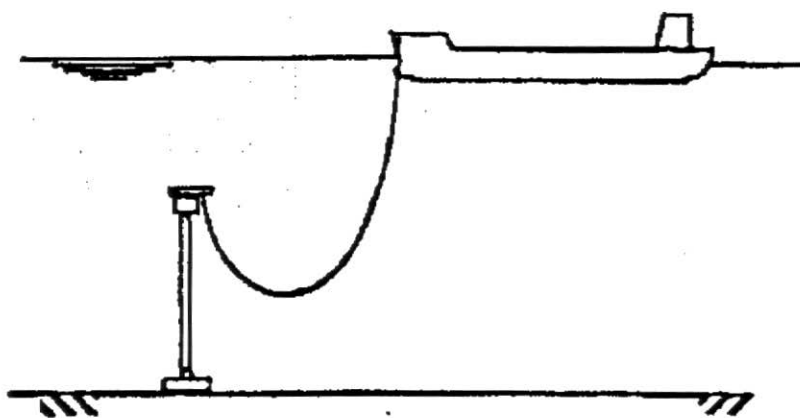


Figura II-20 – Sistema de *Risers* Mistos

CAPÍTULO III

MÉTODOS NUMÉRICOS PARA A ANÁLISE DE UNIDADES FLUTUANTES ANCORADAS

3.1 – Introdução

Neste texto procura-se demonstrar a relevância e a necessidade do desenvolvimento e utilização de programas baseados em um modelo acoplado para simulação numérica do comportamento de unidades flutuantes ancoradas. Trata-se de um enfoque inovador para a simulação numérica do comportamento de unidades flutuantes ancoradas, avançando além do estado da arte atual de projeto, que considera apenas modelos desacoplados. Através de análises com modelos acoplados será possível descrever e compreender melhor o comportamento dinâmico de unidades flutuantes ancoradas, de modo a permitir o projeto de novas concepções mais eficientes, ou explicar o comportamento problemático de sistemas existentes.

O programa PROSIM-E [6], utilizado no presente trabalho, é baseado em um modelo com acoplamento simplificado estático, que trata o modelo hidrodinâmico do casco juntamente com modelos estáticos de elementos finitos para os *risers* e as linhas de ancoragem em uma mesma análise dinâmica não-linear.

As aplicações deste programa incluem plataformas semi-submersíveis, TLP's, *Spar-Buoys*, monobóias e outras unidades flutuantes em conjunto com *risers* rígidos ou flexíveis, e com sistema de ancoragem tipo tendão, *taut-leg* ou catenária, com materiais que variam do aço ao poliéster.

3.2 – Modelos Desacoplados

A simulação numérica através de programas computacionais tem sido uma ferramenta essencial para análise e projeto de unidades flutuantes ancoradas. Atualmente, o desenvolvimento e aplicação de métodos numéricos para a simulação do

comportamento destas estruturas tornam-se ainda mais relevantes quando se sabe que a elaboração de modelos experimentais não tem se mostrado viável para lâminas d'água profundas.

O procedimento usual para a análise de unidades flutuantes ancoradas consiste em adotar modelos desacoplados, baseados em uma hipótese simplificadora que trata separadamente os movimentos da unidade flutuante e o comportamento estrutural dinâmico não-linear das linhas de ancoragem e *risers*.

Neste procedimento desacoplado, a análise é efetuada em duas etapas:

- Na primeira etapa, efetua-se a análise do flutuador sob a ação das cargas ambientais para obter seus movimentos. Nesta análise as linhas são representadas como molas lineares, ou na melhor das hipóteses como molas não-lineares com curvas deslocamento x força de restauração geradas separadamente em uma análise quasi-estática prévia. Neste último caso, na análise do flutuador a força de restauração da linha a cada instante do processo de integração no tempo é determinada efetuando uma interpolação nestas curvas.

- Na segunda etapa, efetua-se a análise dinâmica não-linear de cada linha separadamente; os movimentos que resultaram da análise anterior são impostos no topo da linha.

O objetivo deste modelo desacoplado é basicamente reduzir os requisitos de tempo CPU, de modo a viabilizar seu uso em atividades de projeto. Estudos preliminares reportados na literatura com protótipos de modelos acoplados indicaram que o tempo de CPU dispendido por uma análise acoplada completa pode ser mais de uma ordem de grandeza superior ao tempo de uma análise desacoplada [11].

Assim, todos os programas atualmente disponíveis para a análise de unidades flutuantes ancoradas adotam o modelo desacoplado. Por exemplo, os programas SIMO e TDSIM6 efetuam a primeira etapa, que corresponde à análise de movimentos do flutuador; os programas ANFLEX, RIFLEX, ORCAFLEX (dentre outros) efetuam a segunda etapa que corresponde à análise das linhas isoladamente.

Desvantagens de Modelos Desacoplados

Sabe-se no entanto, que com as simplificações introduzidas por formulações desacopladas a interação entre o flutuador e as linhas não é considerada de forma rigorosa. Isto pode penalizar seriamente a qualidade dos resultados, e esta perda de qualidade tende a se agravar à medida em que aumenta a lâmina d'água. Dentre as simplificações introduzidas pelos modelos desacoplados, podemos mencionar as seguintes:

- A força de arrasto devido à correnteza sobre as linhas é considerada como uma força externa aplicada no topo da linha. Esta simplificação é especialmente grave em águas profundas e em condições ambientais como as da bacia de Campos, onde o perfil de correnteza apresenta grandes velocidades. Nesta situação, em modelos de TLP, por exemplo, a força de correnteza dos tendões é responsável por grande parte do passeio horizontal do casco.

- O amortecimento devido às linhas é considerado simplesmente através de coeficiente linear de amortecimento na equação da dinâmica do flutuador. Sabe-se que esta fonte de amortecimento se constitui em uma parcela importante do amortecimento total do sistema, e que seu tratamento rigoroso gera uma fonte de não-linearidade.

- Na análise de unidades flutuantes com comportamento não-complacente na direção vertical (tais como as TLP's ou outras unidades com ancoragem por tendões ou tirantes verticais), a análise desacoplada assume que a rigidez axial do tendão é a mesma tanto na análise de movimentos do casco quanto na análise do tendão. Com isso são desprezados os efeitos não-lineares gerados pelo acoplamento do casco com o tendão, tais como a variação da rigidez do tendão ao longo da simulação; isto prejudica a correta determinação dos movimentos verticais e esforços axiais no tendão.

- A massa das linhas é considerada como concentrada nos pontos de conexão no casco. Esta simplificação é especialmente grave em modelos de TLP com tendões de aço.

O efeito prejudicial destas simplificações já tem sido reportado na literatura para unidades flutuantes de maior porte e mais massa, tais como plataformas semi-submersíveis, TLP's, *Spar-Buoys*, FPSO's [11]. Para monobóias ou outros flutuantes de menor porte cujo uso a Petrobras vem considerando recentemente, as simplificações introduzidas pelo tratamento desacoplado do flutuante e das linhas são ainda mais graves, já que a interação entre eles é ainda mais acentuada. A perda de qualidade na resposta pode levar a projetos inadequados, o que poderia, por exemplo, explicar o comportamento problemático de alguns sistemas de monobóias instalados em águas profundas.

Recordando que a montagem de ensaios experimentais pode ser inviabilizada para águas profundas, devido às limitações físicas dos laboratórios, a utilização de modelos numéricos desacoplados é ainda mais arriscada, já que não é possível contar com resultados de ensaios para quantificar os efeitos destas simplificações.

3.3 - Modelos Acoplados

No modelo com acoplamento simplificado utilizado nesta Tese, o casco, as linhas de ancoragem e *risers* são totalmente representados em uma mesma análise.

Na formulação deste modelo, a cada instante do processo de integração no tempo das equações de movimento do casco, efetua-se uma análise não-linear estática de um modelo de elementos finitos de cada uma das linhas, sob a ação da onda, correnteza e peso próprio, e das componentes de movimento transmitidas pelo casco. As forças no topo de cada linha, obtidas como resultados destas análises, são então aplicadas no lado direito das equações de movimento do casco.

Nos próximos capítulos serão descritos os métodos de análise incorporados ao modelo acoplado do programa PROSIM-E: modelação e análise das linhas e *risers*, modelação do corpo flutuante, considerações sobre a representação dos carregamentos atuantes e o tratamento estatístico dos resultados.

CAPÍTULO IV

MÉTODO DE ANÁLISE ESTÁTICA DAS LINHAS DE ANCORAGEM E *RISERS*

4.1 – Análise Estática Linear

As equações de equilíbrio estático globais de um sistema estrutural são referidas ao sistema de coordenadas global da estrutura e são definidas na seguinte forma matricial:

$$Ku = F$$

Esta expressão corresponde a um sistema de equações algébricas lineares onde:

- A matriz de rigidez K é a matriz de coeficientes,
- O vetor de cargas nodais equivalentes F é o vetor de termos independentes,
- O vetor de incógnitas é o vetor de deslocamentos nodais u .

Observamos que o estabelecimento destas equações de equilíbrio globais é equivalente às operações matriciais de Espalhamento / Acumulação das matrizes de elementos em uma matriz global.

- Matriz de Rigidez Global $K = \sum_e K^e$
- Vetor de cargas nodais equivalentes $F = \sum_e F^e$

De modo geral, para obter a solução de um problema estrutural estático linear através do Método dos Elementos Finitos (MEF), e portanto obter a configuração de equilíbrio, procede-se da seguinte forma:

1. Divide-se a estrutura em uma malha de elementos conectados a pontos nodais ou nós;
2. Para cada elemento:
 - a) Calcula-se a matriz de rigidez do elemento K^e ,
 - b) Calcula-se o vetor de cargas nodais equivalentes do elemento F^e ,
 - c) Efetua-se o “Espalhamento” destas quantidades calculadas para o elemento em matrizes globais:
 - i) Acumula-se os coeficientes K^e nas posições correspondentes da matriz de rigidez global da estrutura K ,
 - ii) Acumula-se os coeficientes de F^e nas posições correspondentes do vetor de cargas nodais equivalentes de estrutura F .
3. Introduz-se as condições de contorno em K e F (pode ser efetuado durante o processo de espalhamento);
4. Resolve-se o sistema de equações $Ku = F$ (utilizando uma técnica direta ou iterativa), para obter o vetor de deslocamentos nodais u .
5. Para cada elemento:
 - a) Efetua-se o “agrupamento” dos deslocamentos do vetor global u para um vetor do elemento u^e , e
 - b) Calcula-se deformações, tensões e esforços empregando as relações deformação-deslocamento e as equações constitutivas.

4.2 – Análise Não-Linear

Dizemos que uma estrutura tem comportamento linear quando há proporcionalidade entre a resposta do sistema e o carregamento aplicado. As estruturas cujo comportamento foge a este critério de proporcionalidade são consideradas como de comportamento não-linear [12].

Numa análise linear, em geral, consideramos a matriz de rigidez e o vetor de cargas externas independentes do deslocamento. Supomos que os deslocamentos são pequenos, de modo que a configuração deformada seja aproximadamente a mesma que a original, e que os materiais empregados têm comportamento elástico-linear.

Numa análise não-linear, a matriz de rigidez e/ou o vetor de cargas externas são considerados como função do deslocamento, e/ou o material é regido por uma equação constitutiva não-linear. Assim o comportamento não-linear pode ser de origem geométrica ou física [13].

A não-linearidade física vem do comportamento do material da estrutura, quando submetido a tensões crescentes, de se plastificar, adquirindo dessa forma, deformações residuais. No caso de ser atingida a tensão de escoamento, a estrutura passa a sofrer deslocamentos sob carga constante levando à ruptura.

A não-linearidade geométrica é caracterizada basicamente por grandes deslocamentos e interação axial-transversal, efeitos que são pronunciados em sistemas estruturais do tipo linha de ancoragem e *risers*. Um outro efeito importante de não-linearidade geométrica é o da instabilidade (problemas de flambagem elástica).

As estruturas flexíveis apresentam como característica principal o fato de terem uma das dimensões, o comprimento, algumas ordens de grandeza maior que o diâmetro, o que faz com que sejam denominadas genericamente como “linhas”. Esta pronunciada esbelteza faz com que as linhas apresentem comportamento não-linear geométrico. Para estas estruturas, tal comportamento não-linear é significativo porque os deslocamentos podem ser da mesma ordem de grandeza das dimensões da estrutura, ou ainda, mesmo com deslocamentos pequenos, a disposição das cargas na estrutura pode levar a uma

situação de instabilidade, sendo necessário estabelecer as equações de equilíbrio na configuração deformada.

Além disso, em teoria linear de vigas, os efeitos axial e transversal são desacoplados. Em peças submetidas simultaneamente a tração/compressão e flexão, aparece a interação entre os efeitos e estes se tornam ainda mais pronunciados no caso de estruturas esbeltas como *risers*. Tanto em *risers* como em linhas de ancoragem, o aumento de tração corresponde a um enrijecimento do sistema.

De um modo geral, linhas e *risers* são projetados para permanecerem no regime elástico. Assim, usualmente, efeitos de não-linearidade física não são considerados em sua análise.

Na análise de linhas em geral, existem ainda outros efeitos que contribuem para o comportamento não-linear do sistema, tais como:

- a. O valor da força de arraste é proporcional ao quadrado da velocidade relativa fluido-estrutura;
- b. As forças hidrodinâmicas são função da posição e orientação de cada membro da estrutura;
- c. No caso de linhas, a ausência de rigidez a compressão, o que se aplica em parte para os *risers* na medida em que se teria problemas de instabilidade;
- d. A variação do comprimento da linha que fica em contato com o fundo, no caso de configurações do tipo catenária;
- e. A variação da posição da extremidade superior da linha devido ao movimento da unidade flutuante a que está conectada.

4.2.1 – Equações de Equilíbrio Estático Não-Linear

As equações de equilíbrio estático não-linear, "discretizadas no tempo" podem ser expressas por [14,15]:

$${}^{t+\Delta t}F({}^{t+\Delta t}u) - {}^{t+\Delta t}R({}^{t+\Delta t}u) = 0 \quad (4.1)$$

O tratamento dos efeitos não-lineares se baseia em assumir que no entorno da configuração deformada ${}^{t+\Delta t}u$, o problema é localmente linear. Para isso as parcelas não-lineares são aproximadas através de Séries de Taylor com os termos de ordem superior truncados.

$${}^{t+\Delta t}R({}^{t+\Delta t}u) = {}^tR({}^tu) + \left. \frac{\partial R}{\partial u} \right|_{t_u} \Delta u \quad (4.2)$$

$${}^{t+\Delta t}F({}^{t+\Delta t}u) = {}^tF({}^tu) + \left. \frac{\partial {}^{t+\Delta t}F}{\partial u} \right|_{t_u} \Delta u$$

onde:

- ${}^tR({}^tu)$ - são os esforços correspondentes à configuração anterior;
- Δu - é o vetor de incrementos de deslocamentos nodais: $\Delta u = ({}^{t+\Delta t}u - {}^tu)$;
- $\left. \frac{\partial R}{\partial u} \right|_{t_u}$ - define a Matriz de Rigidez Tangente tK , que corresponde às

condições físicas e geométricas no tempo t ;

- $\left. \frac{\partial {}^{t+\Delta t}F}{\partial u} \right|_{t_u}$ - define a variação das cargas externas com a geometria.

Compõe uma matriz não-simétrica: só é levada em conta quando se exige um

tratamento muito rigoroso do carregamento não conservativo. Nos desenvolvimentos posteriores pode-se assumir que o carregamento é conservativo, ou seja, as cargas externas ${}^{t+\Delta t}F$ independem dos deslocamentos.

Substituindo a aproximação de ${}^{t+\Delta t}R({}^{t+\Delta t}u)$ nas equações de equilíbrio obtém-se a expressão incremental:

$${}^tK\Delta u = {}^{t+\Delta t}F - {}^tR({}^tu) \quad (4.3)$$

O lado direito destas equações corresponde ao vetor de desequilíbrio ou de resíduos.

Deve-se observar que a expressão acima não mais garante o equilíbrio ao fim do intervalo de tempo $t + \Delta t$, devido às linearizações assumidas em (4.2).

Para se fazer uma análise não-linear, é necessário, portanto, realizar uma série de análises lineares, e a cada novo ciclo de iterações procura-se obter melhores aproximações. O carregamento aplicado para um novo ciclo será a diferença entre a carga aplicada e as forças resistentes causadas pela deformação da estrutura (vetor de desequilíbrio ou de resíduo). Pode-se adotar um método puramente iterativo, que consiste em aplicar o carregamento com seu valor total e realizar iterações sucessivas até atingir o equilíbrio. A Figura IV-1 ilustra o procedimento para um sistema de um grau de liberdade.

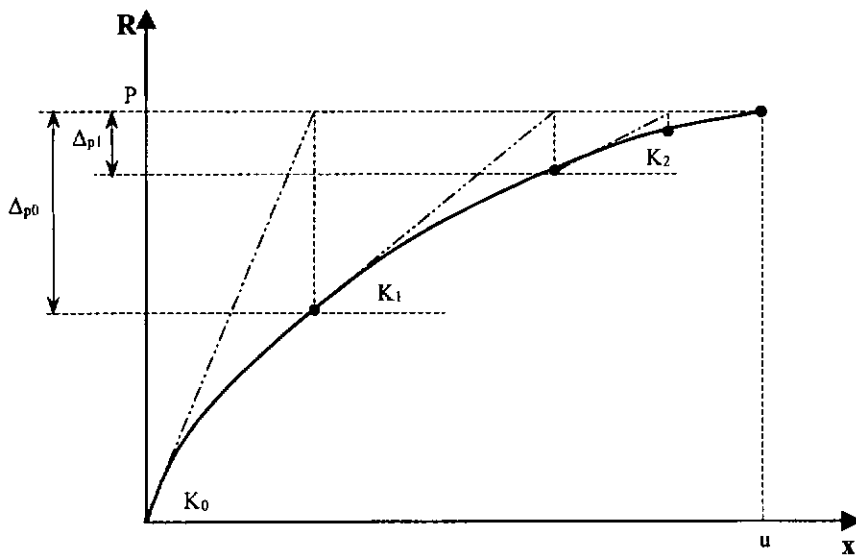


Figura IV-1 - Método Puramente Iterativo

A matriz de rigidez (inclinação da curva) é reavaliada a cada nova iteração. O carregamento aplicado será o valor da diferença entre a carga aplicada e o valor da curva (força interna do sistema) para o deslocamento encontrado. Este carregamento é chamado de desequilíbrio da estrutura ao final de uma iteração, ou ainda resíduo.

Em um sistema linear, após a realização de apenas um ciclo, o desequilíbrio é zero. Inclusive ao final da análise não é usual verificar se os esforços dos elementos somados num único vetor global de forças internas equilibram o carregamento aplicado.

Em alguns casos aplica-se o carregamento incrementalmente, ou seja, pode-se aplicar um carregamento P empregando-se 10 incrementos de $0,1P$. Para cada novo nível de carga, pode-se realizar iterações ou não. Quando não se realizam iterações, o método é dito puramente incremental. Caso se realizem iterações tem-se um algoritmo incremental-iterativo, conforme mostra a Figura IV-2.

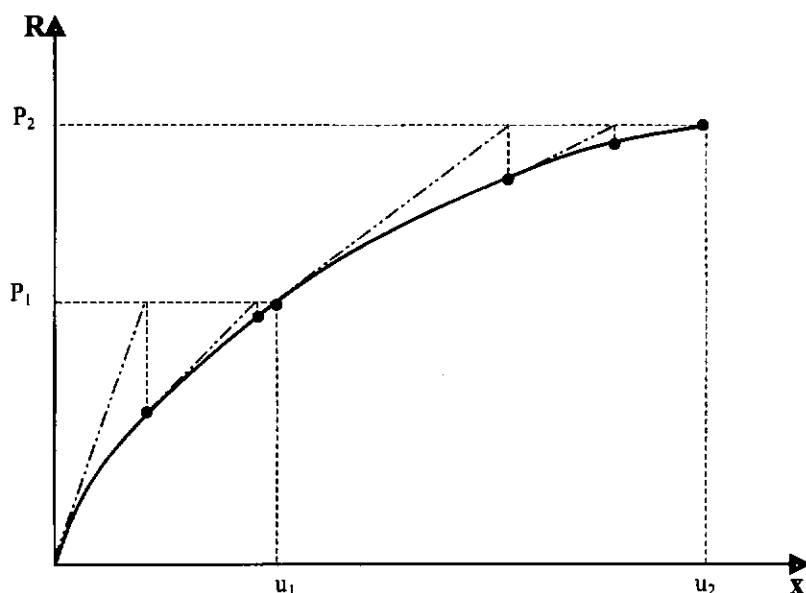


Figura IV-2 – Método Incremental-Iterativo

Procedimento Incremental-Iterativo

O processo incremental corresponde à utilização de uma técnica iterativa para a solução de sistemas de equações algébricas não-lineares, tal como o método de Newton-Raphson e suas derivações, que adotam a linearização baseada na série de Taylor truncada e iteram com a matriz de rigidez tangente [15]. Para isto, as equações de equilíbrio são escritas na seguinte forma:

$${}^{t+\Delta t}K^{(k-1)}\delta u^{(k)} = {}^{t+\Delta t}F - {}^{t+\Delta t}R^{(k-1)} \quad (4.4)$$

$${}^{t+\Delta t}u^{(k)} = {}^{t+\Delta t}u^{(k-1)} + \delta u^{(k)} \quad (4.5)$$

onde k representa um contador de iterações e δu o incremento de deslocamentos entre cada iteração.

No Método de Newton-Raphson padrão (NRP), a matriz de rigidez tangente é reavaliada em todas as iterações, como mostra a Figura IV-3. Assim, a convergência se torna mais rápida, no entanto, os custos com montagem e decomposição da matriz são elevados, fazendo com que esta opção nem sempre seja a mais eficiente.

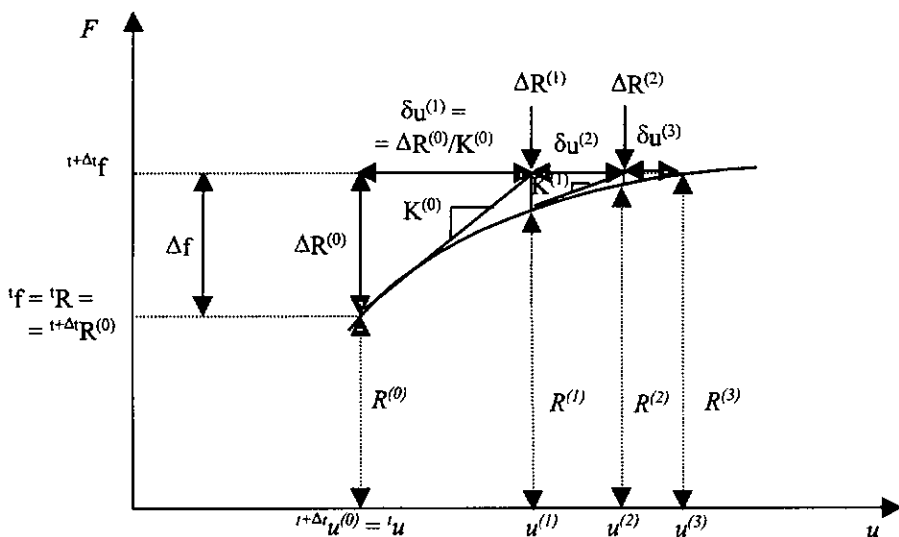


Figura IV-3 – Procedimento Incremental-iterativo (NRP)

Na variante conhecida como o Método de Newton-Raphson Modificado (NRM), a matriz de rigidez tangente permanece constante durante um certo número de iterações, como mostra a Figura IV-4. A reavaliação da matriz pode ser feita apenas no início de cada passo da análise, ou ao início de passos escolhidos arbitrariamente. Com isso, temos um menor custo computacional, pois são evitadas várias reavaliações e decomposições de matrizes tangentes.

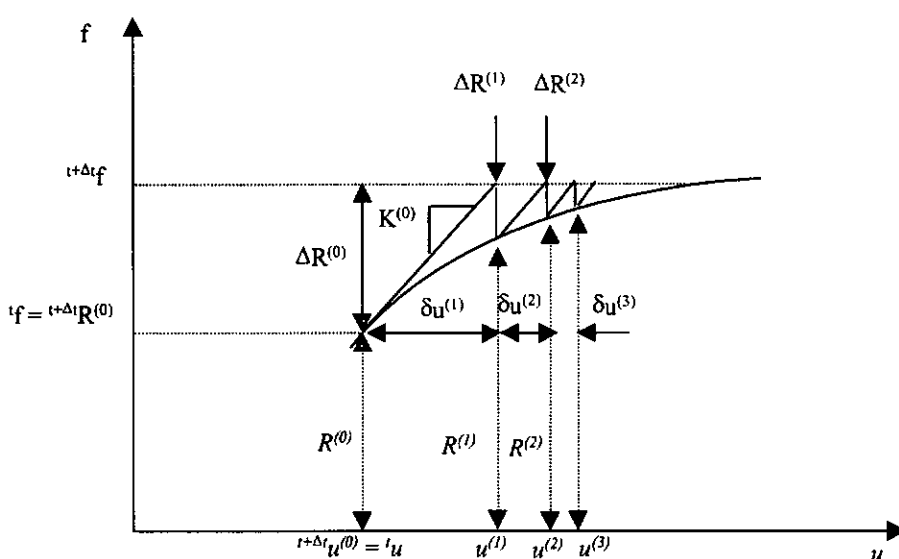


Figura IV-4 – Procedimento Incremental-iterativo (NRM)

4.3 – Critérios de Convergência

Nas figuras mostradas, o desequilíbrio apresenta uma queda ao final de cada iteração. Num procedimento numérico este valor jamais chegará exatamente ao valor zero. O que se faz então, é adotar um critério de convergência, que controla o final do processo iterativo em função de uma tolerância previamente especificada [12].

O critério pode ser em função de deslocamentos, forças, os dois em conjunto, e até de energia. Existem muitas formas e critérios que podem ser adotados, variando em função do tipo de problema que se está enfocando.

Em análises estáticas o critério adotado é:

$$\frac{\|\Delta d^n\|}{\sum_i \|\Delta d^i\|} \leq tol \quad (4.6)$$

onde:

Δd^n - vetor de deslocamentos incrementais, correspondentes à última iteração realizada (n);

Δd^i - vetor de deslocamentos incrementais da iteração $i = 1, n$;

tol - tolerância (normalmente adotado valor 0.001);

$\| \quad \|$ - indica norma euclidiana.

$$\|d\| = \sqrt{d_1^2 + d_2^2 + \dots + d_m^2} \quad (4.7)$$

O critério de força, uma vez especificado, não substitui o de deslocamentos, passando a se constituir num teste adicional realizado de acordo com:

$$\frac{\|r^n\|}{\|r^1\|} \leq tolf \quad (4.8)$$

onde:

r^n - vetor de forças de desequilíbrio, correspondentes à última iteração realizada (n);

r^1 - vetor de forças de desequilíbrio, correspondente à primeira iteração;

$tolf$ - tolerância de força.

A aplicação deste critério é feita ocasionalmente, quando se observam problemas de desequilíbrio de forças ao final dos incrementos.

4.4 – Formulação do Elemento de Treliça

O elemento empregado na modelação das linhas de ancoragem e dos *risers* é um elemento de treliça não-linear [15] baseado na formulação Lagrangeana Atualizada (LA).

O elemento de eixo reto considera pequenas deformações e grandes deslocamentos e transmite apenas forças axiais. A matriz de rigidez, no sistema local móvel, só possui termos relativos à direção axial do elemento e é formada por duas parcelas, a linear e a não-linear (geométrica).

Os dados necessários para o processamento do elemento são :

Dado Físico :

- E - Módulo de Elasticidade.

Dados Geométricos :

- L - Comprimento inicial ou

- P - Força inicial (opcionalmente)

- A - Área axial

Como o comportamento do material do problema em questão é elástico-linear, podemos adotar uma implementação “total” da formulação LA. Nesta implementação trabalhamos com valores totais para as tensões e deformações, expressas em um sistema de referência “local móvel” constantemente atualizado, calcula-se então a sua deformação axial e a partir deste dado é avaliada a tração no elemento (recordamos que esta atualização do sistema de referência é o que caracteriza a formulação LA [16,17]).

4.4.1 – Sistemas de Referência

São empregados três sistemas de referência para descrever este elemento: o sistema de referência cartesiano *global*, comum na análise de estruturas; o sistema *local fixo* (*oxyz*), e o sistema *local móvel* (*OXYZ*) [15].

Sistema local fixo

No sistema *local fixo*, o eixo *x* coincide com o eixo do elemento em sua posição original, e os eixos *y* e *z* devem coincidir com os eixos principais de inércia da seção transversal.

Sistema local móvel

Na configuração inicial, o sistema local móvel coincide com o sistema local fixo. À medida em que a estrutura se desloca, o sistema local móvel acompanha o elemento. Os eixos se mantêm sempre retos e mutuamente perpendiculares. As equações de movimento do corpo expressam a posição e os movimentos de *OXYZ* em relação a *oxyz* em termos das propriedades do corpo e das forças externas geradas pelas ondas, vento, correnteza e sistema de ancoragem.

Os movimentos são expressos como a soma de uma translação da origem das coordenadas do corpo, e uma rotação em torno de um eixo que passe por este ponto. O movimento translacional é expresso pelas coordenadas da origem do corpo, que varia no tempo, medidas em relação às direções *xyz*: essas coordenadas são aqui denominadas $x_1(t)$, $y_1(t)$, $z_1(t)$.

O referencial móvel está sempre situado na configuração t , pois a configuração $t+\Delta t$, para ser determinada, depende dos deslocamentos incrementais que são as incógnitas do problema. A utilização deste referencial é equivalente a escolha da configuração t para referência. A determinação da posição dos eixos do sistema de referência móvel é feita através de ângulos de Euler (α, β, γ) .

O sistema de eixos x_i , correspondente a configuração indeformada, transforma-se no sistema de eixos y_i , correspondente a configuração deformada, através de três rotações sucessivas, como mostra a Figura IV-5.

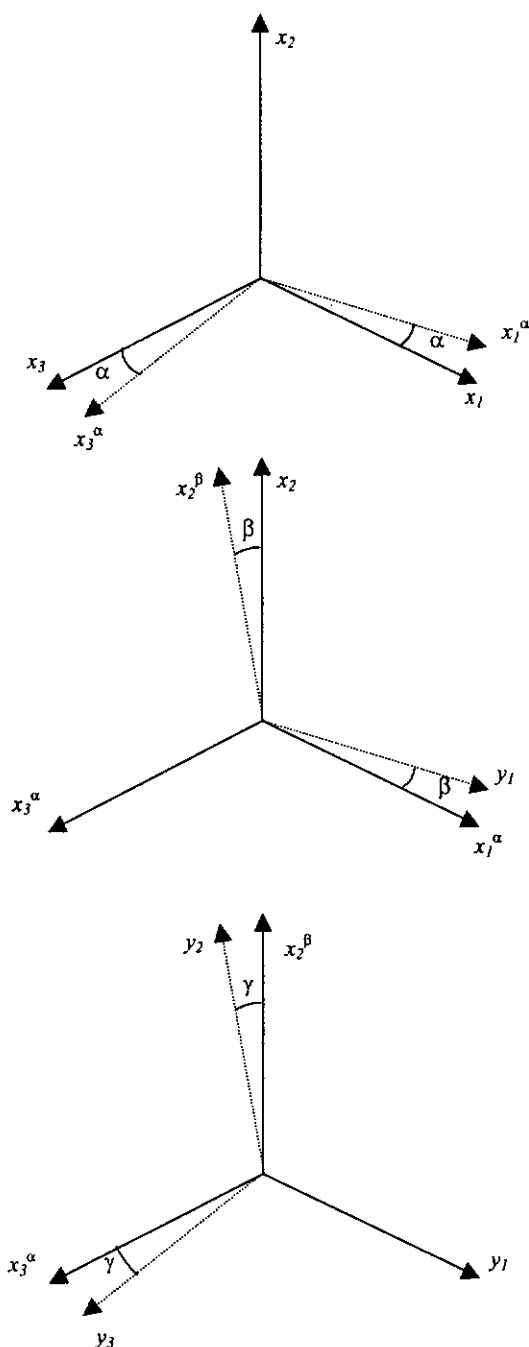


Figura IV-5 – Transformação do Sistema de coordenadas local fixo para local móvel

Uma rotação α em torno do eixo x_2 dá origem aos eixos x_1^α e x_3^α .

$$\begin{bmatrix} x_1^\alpha \\ x_2 \\ x_3^\alpha \end{bmatrix} = R^\alpha \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix} \quad (4.9)$$

$$R^\alpha = \begin{bmatrix} \cos\alpha & 0 & \sin\alpha \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin\alpha & 0 & \cos\alpha \end{bmatrix} \quad (4.10)$$

Em seguida, os eixos x_1^α e x_2 sofrem uma rotação β em torno do eixo x_3^α , transformando-se em y_1 e x_2^β .

$$\begin{bmatrix} y_1 \\ x_2^\beta \\ x_3^\alpha \end{bmatrix} = R^\beta \begin{bmatrix} x_1^\alpha \\ x_2 \\ x_3^\alpha \end{bmatrix} \quad (4.11)$$

$$R^\beta = \begin{bmatrix} \cos\beta & \sin\beta & 0 \\ -\sin\beta & \cos\beta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.12)$$

Após uma rotação γ em torno de y_1 , x_2^β e x_3^α transformam-se em y_2 e y_3 .

$$\begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ y_3 \end{bmatrix} = R^\gamma \begin{bmatrix} y_1 \\ x_2^\beta \\ x_3^\alpha \end{bmatrix} \quad (4.13)$$

$$R^\gamma = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\gamma & \sin\gamma \\ 0 & -\sin\gamma & \cos\gamma \end{bmatrix} \quad (4.14)$$

As matrizes R^α e R^β representam a rotação causada pelas translações relativas dos nós. A matriz R^γ representa a rotação causada pela torção.

Substituindo-se sucessivamente as equações (4.9) e (4.11) em (4.13) tem-se:

$$y = R^x x \quad (4.15)$$

onde:

$$R^x = R^\gamma R^\beta R^\alpha \quad (4.16)$$

A relação entre as coordenadas de um ponto expressa em um sistema de referência e as coordenadas do mesmo ponto no outro sistema é dada pelo sistema de equações abaixo:

$$\begin{Bmatrix} X \\ Y \\ Z \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} c\alpha.c\beta & s\beta & -s\alpha.c\beta \\ s\gamma.s\alpha - c\gamma.c\alpha.s\beta & c\gamma.c\beta & c\gamma.s\alpha.s\beta + s\gamma.c\alpha \\ s\gamma.c\alpha.s\beta + c\gamma.s\alpha & -s\gamma.c\beta & c\gamma.c\alpha - s\gamma.s\alpha.s\beta \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x - x_1 \\ y - y_1 \\ z - z_1 \end{Bmatrix} \quad (4.17)$$

Em (4.17) foi empregada a notação abreviada, s = sen, c = cos

A equação (4.17) define a transformação de coordenadas que relaciona o sistema local fixo no espaço com o sistema local móvel, fixo no corpo. Esta equação pode ser escrita da seguinte forma, onde a letra maiúscula em negrito, com exceção de X , significa matriz e a letra minúscula significa vetor.

$$X = R(x - x_1) \quad (4.18)$$

Na equação (4.18), X é o vetor cujas componentes são (X, Y, Z) , x e x_1 são as coordenadas locais, respectivamente, as coordenadas do ponto considerado e as translações do sistema de coordenadas fixo no corpo, e R é a matriz de rotação 3x3. Como R é uma transformação ortonormal, a sua inversa é igual a sua transposta, assim a transformação inversa é dada por:

$$x = x_1 + R^T X \quad (4.19)$$

4.4.2 – Campo de deslocamentos

A seguinte expressão matricial define o campo de deslocamentos totais, referido no sistema local móvel:

$$u = Nu^e \quad (4.20)$$

onde:

$$u = \{u \quad v \quad w\}^T \quad (4.21)$$

são componentes de deslocamento em qualquer ponto do interior do elemento, e:

$$u^e = \{u_1 \quad v_1 \quad w_1 \quad u_2 \quad v_2 \quad w_2\}^T \quad (4.22)$$

são os componentes de deslocamento nos nós do elemento.

Os coeficientes da *Matriz de Interpolação* N , são funções de interpolação construídos assumindo-se variação linear dos deslocamentos axiais

$$N = \begin{bmatrix} 1-\xi & 0 & 0 & \xi & 0 & 0 \\ 0 & 1-\xi & 0 & 0 & 1-\xi & 0 \\ 0 & 0 & 1-\xi & 0 & 0 & 1-\xi \end{bmatrix} \quad (4.23)$$

lembrando que $\xi = \frac{x}{L}$

4.4.3 – Equações Constitutivas

Considerando que o único esforço atuante no elemento é o esforço axial P , o tensor de tensões é dado por:

$$\sigma = \sigma_x = \frac{P}{A} \quad (4.24)$$

O tensor de deformações de Green-Lagrange fica:

$$\varepsilon = \varepsilon_x = \frac{du}{dx} + \frac{1}{2} \left[\left(\frac{du}{dx} \right)^2 + \left(\frac{dv}{dx} \right)^2 + \left(\frac{dw}{dx} \right)^2 \right] \quad (4.25)$$

As equações constitutivas $\sigma = D \varepsilon$ ficam simplesmente $\sigma_x = E \varepsilon_x$. Nesta expressão D é a *matriz constitutiva* que depende das propriedades do material e E é o módulo de elasticidade.

Observando a expressão (4.25), e considerando também a expressão (4.20) que define o campo de deslocamentos, é possível escrever uma expressão para o *campo de deformações* do elemento com a seguinte forma:

$$\varepsilon = B u^e \quad (4.26)$$

onde B é a *matriz deformação x deslocamento* ou simplesmente *matriz de deformação*. Neste ponto, é conveniente separar o tensor de deformações de Green-Lagrange em duas parcelas:

$$\varepsilon = \varepsilon_L + \varepsilon_{NL} \quad (4.27)$$

onde ε_L é a parcela que contém os termos lineares das deformações, $\varepsilon = B_L u^e$, cuja componente é dada por:

$$\varepsilon_{x_i} = \frac{du}{dx} = \frac{d}{dx} (N u^e) = \frac{1}{L} [-1 \quad 0 \quad 0 \quad 1 \quad 0 \quad 0] u^e \quad (4.28)$$

de onde se deduz que:

$$B_L = \frac{1}{L} [-1 \quad 0 \quad 0 \quad 1 \quad 0 \quad 0] \quad (4.29)$$

Com isso, a matriz de rigidez linear fica:

$$\bar{K}_L^e = \int_{V_e} B_L^T D B_L dV = \frac{EA}{L} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (4.30)$$

Para determinar a parcela não-linear do campo de deformações $\varepsilon_{NL} = B_{NL} u^e$, fazemos [18]:

$$\varepsilon_{x_{NL}} = \frac{1}{2} \left[\left(\frac{du}{dx} \right)^2 + \left(\frac{dv}{dx} \right)^2 + \left(\frac{dw}{dx} \right)^2 \right] \quad (4.31)$$

ou:

$$\varepsilon_{x_{NL}} = \frac{1}{2} \left\{ \frac{du}{dx} \quad \frac{dv}{dx} \quad \frac{dw}{dx} \right\} \begin{Bmatrix} \frac{du}{dx} \\ \frac{dv}{dx} \\ \frac{dw}{dx} \end{Bmatrix} \quad (4.32)$$

ou ainda:

$$\varepsilon_{x_{NL}} = \frac{1}{2} A \theta_x \quad (4.33)$$

onde:

$$\theta_x = \begin{Bmatrix} \frac{du}{dx} \\ \frac{dv}{dx} \\ \frac{dw}{dx} \end{Bmatrix} = \frac{d}{dx} u \quad (4.34)$$

e:

$$A = \theta_x^T \quad (4.35)$$

Aplicando a expressão do campo de deslocamentos (4.20), obtemos:

$$\varepsilon_{xNL} = \frac{1}{2} A \frac{d}{dx} (Nu^e) = \frac{1}{2} A \frac{dN}{dx} (u^e) \quad (4.36)$$

A partir desta expressão e seguindo o esquema de [18] que demonstra que G é uma matriz definida pela expressão $\theta = G u^e$, obtemos:

$$G = \frac{dN}{dx} = \frac{1}{L} \begin{bmatrix} -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.37)$$

Com isso a matriz de rigidez geométrica fica:

$$\bar{K}_\sigma^e = \int_{V_e} G^T H G dV = \frac{P}{L} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & -1 \\ -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.38)$$

Onde H é uma matriz que contém os componentes de tensão de Cauchy.

Finalmente, estas matrizes, definidas no sistema de referência local do elemento, devem ser transportadas para o sistema global fazendo-se:

$$K^e = R^T \bar{K}^e R \quad (4.39)$$

onde R é a matriz de rotação que relaciona o sistema de referência local móvel com o sistema de referência global.

4.4.4 – Vetor de Esforços Internos

As forças internas do elemento referenciadas no sistema local móvel [19] são calculadas usando:

$$\bar{F}^e = \int_{V_e} B_L^T \sigma \, dV \quad (4.40)$$

As forças correspondentes no sistema de referência global são dadas por:

$$F^e = R^T \bar{F}^e \quad (4.41)$$

Os esforços nos elementos podem ser fornecidos nos sistemas local móvel e global. No sistema local móvel se tem realmente os esforços axiais na direção-x local. Os esforços no sistema global são úteis na verificação do equilíbrio em cada nó e na interpretação do comportamento da estrutura.

Observação:

Não é possível modelar um trecho de linha com grande curvatura com poucos elementos. Um bom indicativo de que há necessidade de se refinar a malha (utilizar elementos de comprimento menor), é o aparecimento de desequilíbrios nos esforços globais entre elementos contíguos. Este desequilíbrio deve ser verificado em análises estáticas.

CAPÍTULO V

MÉTODO DE ANÁLISE DINÂMICA DO CORPO FLUTUANTE

5.1 – Formulação das Equações de Movimento de Grande Amplitude

5.1.1 – Introdução

O corpo flutuante da monobóia é modelado através de elementos cilíndricos, cuja análise é baseada na integração no tempo da equação de movimento de corpo rígido. As forças atuantes na plataforma são ondas, correnteza, vento, forças inerciais e de restauração do sistema de ancoragem. São utilizadas as equações de movimento de grande amplitude [20, 21], e são considerados os efeitos não-lineares devidos às cargas ambientais e aos movimentos.

Os efeitos não-lineares incluem a força de arrasto (que é uma função quadrática de velocidade relativa entre o fluido e o corpo), movimentos do corpo (que conduzem a não-linearidades geométricas) e sistemas de ancoragem (força de tração variável no tempo).

Além das forças causadas pelo fluido, as forças exercidas pelo sistema de ancoragem, as forças exercidas pelo vento e a força exercida pela espia, são consideradas.

5.1.2 – Sistemas de Referência

São empregados três sistemas de referência para descrever os elementos cilíndricos que representam o corpo da bóia. Estes sistemas são definidos de forma semelhante ao descrito no item 4.4.1, sendo que o sistema local fixo obedece ao seguinte critério: o plano xz local fixo é paralelo a superfície da água quando o corpo flutua em águas tranquilas e o eixo y local fixo é vertical com sentido de baixo para

cima. Por conveniência, sua origem está localizada no centro de gravidade do plano de base da unidade flutuante.

5.1.3 – Equações de Movimento

Considerando que ω seja o vetor de velocidades angulares do corpo expressa em termos de $\omega_1, \omega_2, \omega_3$ em torno dos eixos xyz, a relação entre ω e a derivada no tempo dos ângulos de Euler é dada por:

$$\omega = B\dot{\theta} \quad (5.1)$$

onde $\dot{\theta} = \{\dot{\gamma}, \dot{\alpha}, \dot{\beta}\}$ e B é definido em (5.2)

$$B = \begin{bmatrix} 1 & \sin \beta & 0 \\ 0 & \cos \gamma \cdot \cos \beta & \sin \gamma \\ 0 & -\sin \gamma \cdot \cos \beta & \cos \gamma \end{bmatrix} \quad (5.2)$$

B , em geral, é uma matriz quadrada e não singular, portanto a sua inversa existe e assim a transformação inversa de (5.1) pode ser escrita como:

$$\dot{\theta} = B^{-1}\omega \quad (5.3)$$

A segunda lei de Newton para movimentos translacionais e rotacionais é dada por:

$$f = \frac{d}{dt}(Mv) \quad (5.4)$$

$$m = \frac{d}{dt}(I\omega)$$

onde, f e m são os vetores de força e momento externos, M e I são matrizes 3x3 compostas da massa do corpo, e seus momentos e produtos de inércia:

$$M = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 \\ 0 & 0 & m \end{bmatrix} \quad (5.5)$$

$$I = \begin{bmatrix} I_{11} & -J_{12} & J_{13} \\ -J_{21} & I_{22} & -J_{23} \\ -J_{31} & -J_{32} & I_{33} \end{bmatrix} \quad (5.6)$$

Onde: m = massa da plataforma

I_{ii} = momento de inércia em torno dos eixos i ,

$$I_{ii} = \int (x_j^2 + x_k^2) dm \quad j, k \neq i$$

J_{ij} = produto de inércia

$$J_{ij} = \int x_i x_j dm \quad i \neq j$$

$$J_{ij} = J_{ji}.$$

O lado direito das equações (5.4) representam as derivadas no tempo do momento e do momento angular. Se a velocidade translacional, $\mathbf{v}$, do centro de gravidade do corpo e o vetor de forças, $\mathbf{f}$, são expressos em relação ao sistema de referência inercial, $oxyz$, a primeira das equações (5.4) torna-se:

$$\mathbf{f} = M \frac{d\mathbf{v}}{dt} \quad (5.7)$$

$$\mathbf{v} = \frac{d\mathbf{x}}{dt} \quad (5.8)$$

onde $\mathbf{x} = \{x_I, y_I, z_I\}$ são as coordenadas do centro de gravidade do corpo em relação ao sistema de referência $oxyz$.

É conveniente que a equação de momento angular seja avaliada em relação ao sistema de referência móvel, que permanece fixo no corpo, visto que a matriz de inércia é constante neste sistema. A derivada no tempo do momento angular é, portanto, avaliada num sistema de coordenadas que está girando, assim a segunda das equações (5.4) torna-se:

$$\mathbf{m} = \mathbf{I} \frac{d\boldsymbol{\omega}}{dt} + \boldsymbol{\omega} \times (\mathbf{I}\boldsymbol{\omega}) \quad (5.9)$$

As equações (5.3), (5.7), (5.8) e (5.9) podem ser rearranjadas e reescritas como:

$$\frac{d\mathbf{v}}{dt} = \mathbf{M}^I \mathbf{f}$$

$$\frac{d\mathbf{x}}{dt} = \mathbf{v}$$

(5.10)

$$\frac{d\boldsymbol{\omega}}{dt} = \mathbf{I}^I [\mathbf{m} - \boldsymbol{\omega} \times (\mathbf{I}\boldsymbol{\omega})]$$

$$\frac{d\theta}{dt} = \mathbf{B}^I \boldsymbol{\omega}$$

As equações (5.10) podem ser vistas como um sistema de doze equações de primeira ordem nas variáveis $\mathbf{v}$, $\mathbf{x}$, $\boldsymbol{\omega}$, θ . Estas variáveis, dependentes do tempo, expressam as velocidades e posição do corpo. É importante ressaltar dois tipos de não linearidade que ocorrem nestas equações:

- Os vetores de força e momento, $\mathbf{f}$ e $\mathbf{m}$, são funções não lineares da posição do corpo e do estado de movimento.
- O produto vetorial $\boldsymbol{\omega} \times (\mathbf{I}\boldsymbol{\omega})$ e a matriz de transformação $\mathbf{B}^I$ contém termos não lineares envolvendo, respectivamente, produtos e potências das velocidades angulares, e funções trigonométricas dos ângulos de Euler.

Existem alguns métodos numéricos que podem ser utilizados para a integração no tempo de um sistema de equações diferenciais acopladas da forma, $\frac{dy}{dt} = f(y, t)$, que como pode ser visto é similar às equações (5.10). Assumindo que um conjunto de condições iniciais é conhecido, a solução do método, geralmente, envolve a extrapolação da variável no intervalo de tempo seguinte.

Emprega-se o método de Runge-Kutta de quarta ordem para a integração das equações de movimento. As equações (5.10) são rearranjadas da seguinte forma:

$$\begin{aligned} M \frac{dv}{dt} &= -A \frac{dv}{dt} - B \frac{d\omega}{dt} + f_I \\ I \frac{d\omega}{dt} &= -C \frac{dv}{dt} - D \frac{d\omega}{dt} + m_I - \omega \times (I\omega) \end{aligned} \quad (5.11)$$

Onde:

- A e D são as matrizes da massa adicionada no presente tempo de integração,
- B e C são os termos cruzados de massa adicionada,
- f_I e m_I são as parcelas dos termos de força e momento que dependem da posição, velocidade e tempo, mas são independentes da aceleração.

As equações (5.11) são mais uma vez rearranjadas:

$$\begin{aligned} (M+A) \frac{dv}{dt} + B \frac{d\omega}{dt} &= f_I \\ C \frac{dv}{dt} + (I+D) \frac{d\omega}{dt} &= m_I - \omega \times (I\omega), \end{aligned} \quad (5.12)$$

que pode ser reescrita como,

$$\begin{bmatrix} M+A & B \\ C & I+D \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} dv/dt \\ d\omega/dt \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_I \\ m_I + \omega \times (I\omega) \end{Bmatrix} \quad (5.13)$$

onde a matriz de massa global é dada por,

$$\bar{A} = \begin{bmatrix} M + A & B \\ C & I + D \end{bmatrix} \quad (5.14)$$

$\bar{A}$ é uma matriz simétrica e, em geral, não singular, assim a sua inversa pode ser expressa, numa forma particionada, como,

$$\bar{A}^{-1} = \begin{bmatrix} \bar{A}_{11} & \bar{A}_{12} \\ \bar{A}_{21} & \bar{A}_{22} \end{bmatrix} \quad (5.15)$$

Depois de pré multiplicar os dois lados de (5.13) por $\bar{A}^{-1}$, obtém-se,

$$\frac{dv}{dt} = \bar{A}_{11}f_1 + \bar{A}_{12}[m_1 - \omega x(I\omega)] \quad (5.16)$$

$$\frac{d\omega}{dt} = \bar{A}_{21}f_1 + \bar{A}_{22}[m_1 - \omega x(I\omega)]$$

As equações (5.16) encontram-se agora numa forma apropriada para a aplicação do algoritmo de Runge-Kutta, uma vez que o lado direito destas equações não possui mais termos com derivadas.

Este método é comumente utilizado na solução deste tipo de problema. Ele emprega uma função de extrapolação do tipo polinomial, expressando os coeficientes do polinômio em termos dos valores estimados das derivadas em pontos intermediários no interior e no contorno do intervalo de integração.

CAPÍTULO VI

REPRESENTAÇÃO DOS CARREGAMENTOS ATUANTES

6.1 – Cargas Hidrodinâmicas

As forças hidrodinâmicas atuantes na estrutura (casco e linhas) são induzidas por onda e correnteza aos membros estruturais. Primeiro calcula-se as velocidades e acelerações das partículas fluidas, depois essas grandezas são transformadas em forças atuantes sobre os membros da estrutura [12].

Para se calcular as forças atuantes nos elementos, assume-se que um membro é subdividido de modo que o espaçamento médio entre dois membros é grande quando comparado com as dimensões transversais da seção. Assim, pode-se afirmar que:

- As forças atuantes em um membro podem ser calculadas através de métodos aproximados, como a formulação de Morison, cujos parâmetros importantes como pressão, velocidade e aceleração podem ser calculados na linha de centro da seção transversal.
- A força que o fluido exerce em cada membro não é afetada pela presença de outros membros, sendo assim, a resultante das forças pode ser obtida somando-se as forças calculadas para cada membro individual.

A formulação de Morison é bastante difundida para o cálculo das forças fluidas em membros esbeltos, onde os efeitos viscosos preponderam sobre os inerciais, define-se como um corpo esbelto aquele cuja relação $D/\lambda < 5$, onde D é a dimensão transversal do membro e λ o comprimento de onda.

O modelo de Morison pode ser utilizado conforme a fórmula (6.1):

$$f = C_d \frac{1}{2} \frac{\rho}{g} d |v_f - v_e| (v_f - v_e) + C_m \frac{\pi}{4} d^2 \frac{\rho}{g} a_f - C_a \frac{\pi}{4} d^2 \frac{\rho}{g} a_e \quad (6.1)$$

onde,

f - força por unidade de comprimento num ponto do membro estrutural.

C_d - coeficiente de arrasto

ρ - peso específico da água.

g - constante gravitacional.

d - diâmetro hidrodinâmico.

v_f - vetor de velocidades do fluido na direção normal ao membro estrutural.

v_e - vetor de velocidades da estrutura na direção normal ao membro estrutural.

C_m - coeficiente de inércia.

a_f - vetor de acelerações do fluido na direção normal ao membro estrutural.

C_a - coeficiente de massa adicionada.

a_e - vetor de acelerações da estrutura na direção normal ao membro estrutural

O termo de massa adicionada é passado para o lado esquerdo da equação de equilíbrio dinâmico, e somado ao de massa estrutural, podendo ser chamado de massa adicionada externa, uma vez que se pode ter ainda mais uma parcela correspondente à massa contida no interior dos elementos. Este termo de massa interna, existirá sempre que se declarar o membro como tubo aberto ou quando se tiver um *riser* com fluido interno.

São calculados valores de forças apenas nas extremidades dos elementos, considerando-se uma variação linear ao longo do comprimento. Para elementos próximos à superfície livre, parcialmente molhados, uma das forças é avaliada no ponto de interseção onda-elemento.

Em elementos de treliça, depois de avaliada a carga linear ao longo do membro, são calculadas as forças nodais equivalentes, que passam a compor o vetor de cargas externas.

Em análise de linhas submetidas a velocidades grandes, o valor do amortecimento devido ao fluido é muito superior ao considerado para o amortecimento estrutural. Em alguns casos o amortecimento do fluido pode chegar a 10% do crítico. O termo responsável por este amortecimento é o proporcional ao quadrado da velocidade relativa, sendo portanto um termo muito importante.

Os coeficientes de arrasto e inércia são parâmetros obtidos empiricamente, sendo especificados como invariantes ao longo da análise

Para elementos cilíndricos considerados de grandes dimensões transversais, D , em relação aos comprimentos de onda, λ , ou seja, $D/\lambda > 5$ (membros não esbeltos), o programa PROSIM-E permite o cálculo das forças fluidas empregando um modelo híbrido, onde os efeitos do fluido real e do escoamento potencial são considerados. Para isso deve ser fornecido um arquivo com dados gerados por um programa de painéis.

6.2 – Onda

As velocidades do fluido referidas na fórmula de Morison, são calculadas somando-se as contribuições devido a onda e correnteza. As ondas são representadas pela superposição linear de ondas senoidais. O estado real de mar irregular é representado pela soma de várias ondas senoidais, cada uma com frequência, amplitude e fase diferentes uma das outras. As velocidades, acelerações e pressões em um determinado ponto são obtidas somando-se as propriedades calculadas para cada componente de onda.

A teoria linear de Airy para o cálculo das velocidades e acelerações das partículas fluidas devido à onda é a que tem sido empregada mais freqüentemente em aplicações práticas. Esta teoria é baseada na hipótese de que a elevação da crista da onda é pequena se comparada ao comprimento da onda ou à profundidade. As condições de contorno são satisfeitas apenas até o nível de águas tranquilas. Para aplicações em que a altura da onda é significativa, o efeito de alteração da posição da superfície livre sobre a força total induzida pela onda se torna muito importante. Adota-se então algum tipo de aproximação a partir da teoria original. Entre os tipos de

aproximações existentes, destaca-se a extrapolação hiperbólica, linear e os métodos de ‘*stretching*’ de Wheeler [22] que é o utilizado pelo PROSIM-E.

6.3 – Correnteza

A correnteza é definida através de um *perfil* poligonal, em que são fornecidos valores de velocidade e ângulos de incidência. Este tipo de carregamento geralmente é aplicado incrementalmente à estrutura e fornecido através de uma função tempo, que pode ser associado ao carregamento de onda e correnteza. Em análise dinâmica, a correnteza normalmente permanece constante.

Após a soma vetorial das velocidades de correnteza com as velocidades de onda, projeta-se esta na direção normal ao elemento e depois se aplica a formulação de Morison.

6.4 – Vento

A força de vento é considerada através de um modelo simplificado, onde a área exposta à ação do vento no flutuante é caracterizada por um número, que representa o produto da área exposta ao vento pelo fator de forma usualmente empregado nas formulações para cálculo de força de vento. Considera-se que o centro de pressão de vento seja conhecido. Esta força de vento atuando no centro de pressão é calculada, em cada intervalo de integração, pela seguinte equação [23]:

$$F_w = \frac{\rho}{2} U_w^2 A_w \quad (6.2)$$

onde:

ρ = densidade do ar,

U_w = velocidade total do vento,

A_w = produto da área exposta pelo coeficiente de forma (arrasto).

A velocidade do vento, U_w , consiste na soma de uma parcela estática com uma parcela variável no tempo, que é proveniente da simulação a partir de um espectro de vento. O espectro considerado nas análises realizadas pelo PROSIM-E (Figura VI-1) é o proposto pela API [24].

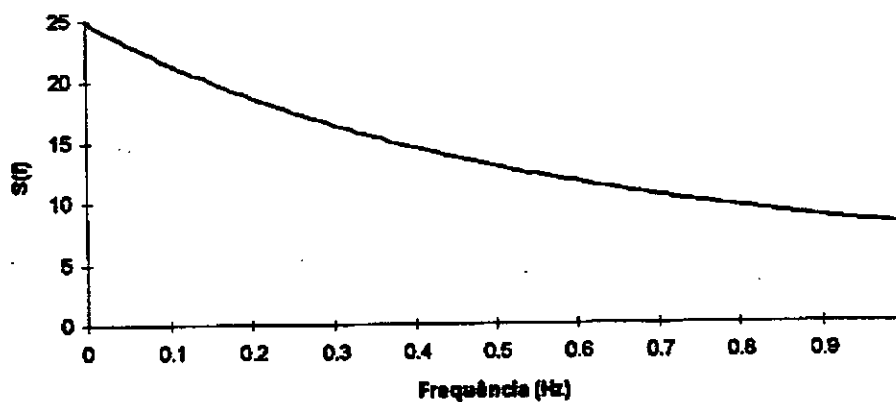


Figura VI-1 - Espectro de Vento da API

CAPÍTULO VII

ANÁLISE ESTATÍSTICA DE SÉRIES TEMPORAIS

Como resultados da análise, são fornecidas séries temporais dos movimentos da Monobóia e das tensões nas linhas. Estes resultados requerem um tratamento estatístico, que serão aqui resumidamente descritos.

7.1 - Definições

A resposta de uma análise aleatória no domínio do tempo é obtida sob a forma de uma série temporal de valores igualmente espaçados, que para efeito de estudo da estatística de valores extremos é denominada **amostra parente** [25].

A **amostra de máximos** X_m , é constituída de todos os valores máximos individuais da resposta (Figura VII-1). A **amostra de extremos** X_e é formada pelo conjunto dos maiores valores máximos ocorridos em cada um dos N_e intervalos de duração t_e em que foi subdividida a série original (amostra parente).

Cada intervalo contém em média $m = v_m t_e$ valores máximos, onde v_m é a frequência média de valores máximos.

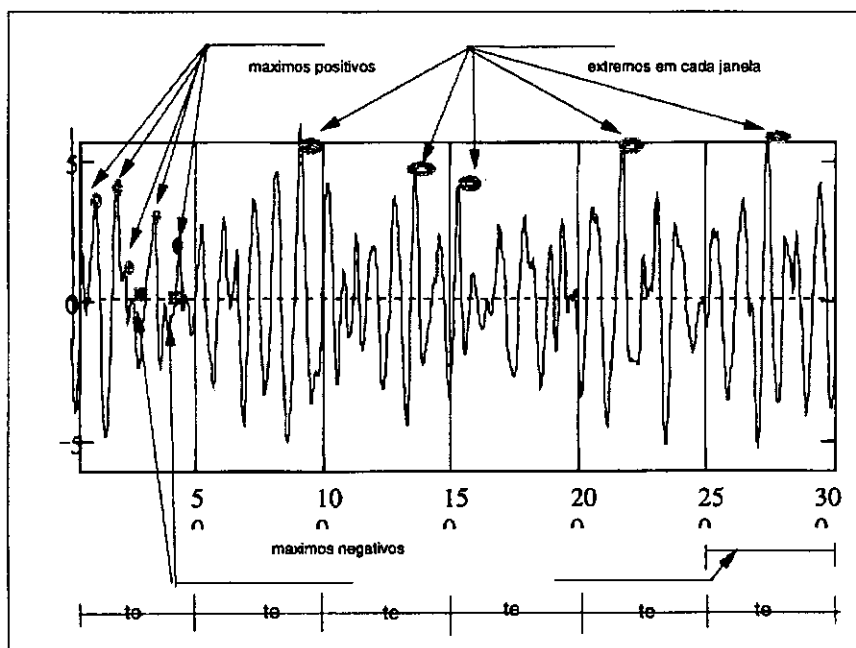


Figura VII-1 - Definição de amostra parente, de valores máximos e de valores extremos

Neste trabalho assume-se que as séries temporais são amostras de processos aleatórios estacionários e ergódicos, isto é, uma única série temporal é capaz de representar estatisticamente o processo. Desta forma, é importante observar que o intervalo ou janela t_e deve ter uma duração suficiente de forma a garantir a estabilidade estatística do sinal, ou seja, a estabilidade da média e do desvio padrão do mesmo, como está indicado respectivamente nas Figuras VII-2 e VII-3.

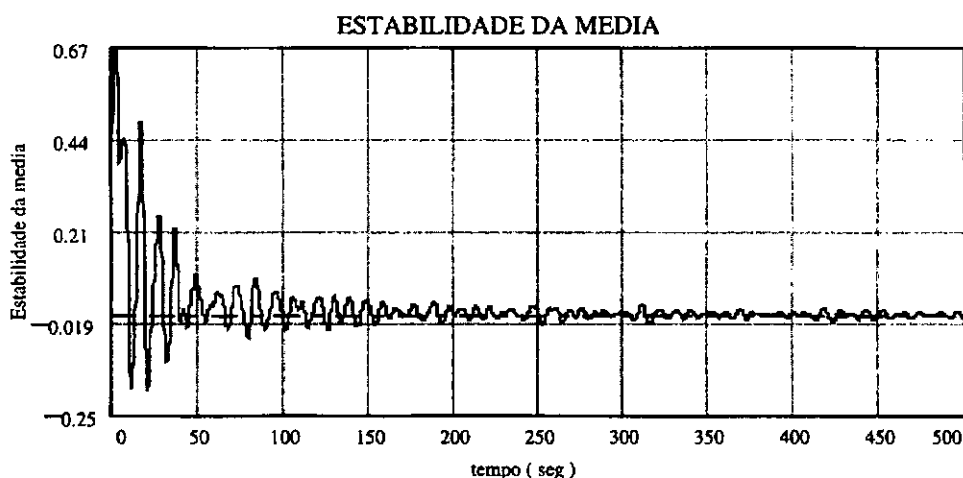


Figura VII-2 - Estabilidade da Média

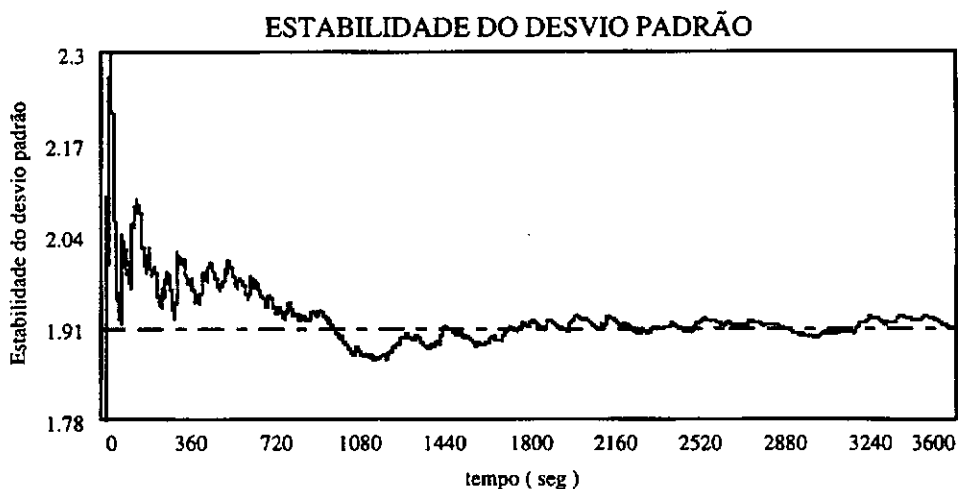


Figura VII-3 - Estabilidade do Desvio Padrão

Parâmetros Estatísticos

Os principais parâmetros estatísticos de uma simulação, com N pontos, intervalo de tempo Δt e tempo total $T (N \times \Delta t)$, são definidos a seguir [23]:

- número de zero ascendente: N_z ;
- número de cristas: N_c^+ ;
- período de zero ascendente: $T_z = \frac{T}{N_z}$;
- período de crista: $T_c = \frac{T}{N_c^+}$;
- largura de banda: $\varepsilon = \sqrt{1 - \left(\frac{N_z}{N_c^+} \right)^2}$;
- média: $\bar{x} = \sum_{i=1}^N \frac{x_i(t)}{N}$;
- variância do sinal: $\sigma^2 = \sum_{i=1}^N \frac{(x_i(t) - \bar{x})^2}{(N-1)}$;
- desvio padrão: $\sigma = \sqrt{\sigma^2}$.

7.2 - Análise espectral do sinal

Um sinal no tempo pode ser expresso pelas suas componentes de frequência através da aplicação da transformada de *Fourier*. Esta forma de representação de um sinal pode ser muito útil, pois facilita a interpretação do mesmo através da visualização do seu espectro ($S(\omega)$).

Conhecido um espectro, pode-se determinar os seus momentos espectrais, a partir dos quais chega-se a parâmetros estatísticos importantes, como, período de zero ascendente, período de pico, desvio padrão, entre outros. O momento espectral de ordem n é definido a seguir:

$$m_n = \int_0^{\infty} \omega^n S(\omega) d\omega \quad (7.1)$$

A definição de alguns parâmetros, em função dos momentos espectrais, é apresentada abaixo:

- período de zero ascendente: $T_z = 2\pi \sqrt{\frac{m_0}{m_2}}$;
- período de crista: $T_c = 2\pi \sqrt{\frac{m_2}{m_4}}$;
- largura de banda: $\varepsilon = \sqrt{1 - \frac{m_2^2}{m_0 m_4}}$;
- desvio padrão: $\sigma = \sqrt{m_0}$;
- resposta significativa (dupla amplitude): $R_{sig} = 4\sigma$

Atenção: Não confundir período de pico com período de crista. O período de pico é igual ao inverso da frequência de pico, que corresponde à ordenada máxima do espectro.

7.3 - Distribuição de Probabilidades

A probabilidade, isto é, o tempo como uma fração do tempo total, que $x(t)$ permanece no intervalo entre x e $x + \Delta x$, é representada por [26]:

$$\text{Prob}(x \leq x(t) \leq x + \Delta x) = \frac{T_x}{T} \quad (7.2)$$

onde, T_x é a soma dos intervalos de tempo Δt_i em que a função $x(t)$ permanece entre x e $x + \Delta x$ como mostrado na Figura VII-4, e T é o tempo total.

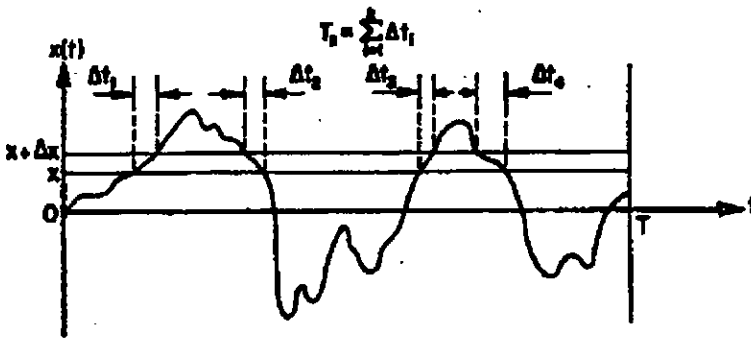


Figura VII-4 - Distribuição de Probabilidades

A função densidade de probabilidade, $p(x)$, de um sinal no tempo, $x(t)$, é definida como:

$$p(x) = \lim_{\Delta x \rightarrow 0} \frac{1}{\Delta x} [\text{Prob}(x \leq x(t) \leq x + \Delta x)] \quad (7.3)$$

Conseqüentemente:

$$\text{Prob}(x \leq x(t) \leq x + \Delta x) = \int_x^{x+\Delta x} p(x) dx \quad (7.4)$$

A função densidade de probabilidade de um sinal randômico descreve a probabilidade do sinal assumir, em qualquer instante, um valor dentro de um intervalo $(x \text{ e } x + dx)$.

A probabilidade de que o valor de uma variável seja superior ou inferior a um determinado valor, pode ser determinado através da função de distribuição de probabilidades, também chamada função cumulativa de probabilidade, $P(x)$, que é definida como a probabilidade que $x(t)$ seja menor ou igual a um determinado valor x .

$$P(x) = \text{prob}[x(t) \leq x] \tag{7.5}$$

A função cumulativa de probabilidade é a integral da função densidade de probabilidade:

$$P(x) = \int_{-\infty}^x p(x) dx \tag{7.6}$$

Quando $p(x)$ puder ser representada pela distribuição de Gauss o processo é denominado Gaussiano.

7.4 - Distribuição de Valores Máximos Extremos

A estimativa da distribuição de valores extremos de uma série temporal é importante, pois desta forma é possível obter os valores de uma determinada resposta que são necessários no dimensionamento da estrutura.

Quando o processo é Gaussiano a distribuição dos máximos (picos) é dada pela distribuição de *Rice* [25], que recai na distribuição de *Rayleigh* se este processo for de Banda Estreita ($\varepsilon = 0$). A distribuição de probabilidades do valor máximo extremo é dada por uma distribuição *Tipo I*, cujos parâmetros podem ser calculados em função dos parâmetros da distribuição da *Rice* e do número N de máximos a ser considerado.

No caso de processos não-Gaussianos, não há solução analítica para a distribuição dos máximos.

Para considerar o caráter não-Gaussiano de uma série temporal, pode-se utilizar um procedimento baseado na distribuição de Weibull com dois parâmetros ajustada aos valores mais altos dos máximos observados na série temporal [25]. A distribuição de Weibull é definida por:

$$P(x) = 1 - e^{-\left(\frac{x}{v}\right)^k} \quad (7.7)$$

Onde, v e k são os parâmetros da distribuição obtidas a partir do ajuste dos valores da série temporal.

Pode ser demonstrado que a distribuição de probabilidades do valor máximo extremo de uma amostra com n valores de uma variável aleatória cuja distribuição parente de probabilidades é a distribuição de Weibull, tem uma distribuição de extremos do *Tipo I* definida por:

$$P_x(x) = e^{-e^{-(\alpha(x-u))}} \quad (7.8)$$

Onde os parâmetros α e u são dados por:

$$\alpha = \frac{k}{v} (\ln n)^{\frac{k-1}{k}} \quad (7.9)$$

$$u = v (\ln n)^{\frac{1}{k}} \quad (7.10)$$

Este procedimento está implementado nas referências [27, 28] que foram utilizadas no tratamento estatístico dos sinais de resposta dos exemplos estudados neste trabalho.

CAPÍTULO VIII

APLICAÇÕES

8.1 – Descrição Geral dos Casos Analisados

Com o objetivo de analisar o comportamento típico de uma monobóia, analisaremos o caso em que a Monobóia IMODCO III foi ensaiada pelo laboratório de tecnologias marinhas Marintek [29]. Além deste, serão analisados os casos em que a mesma IMODCO III, se encontrava a uma profundidade de 830 m de lâmina d'água no Campo de Marlim e após o rompimento do seu *riser*, optou-se para a transferência da mesma para o campo de Marimbá/Piraúna a uma profundidade de 120m, ambos na Bacia de Campos.

8.2 – Caso 1

8.2.1 – Dados Gerais

O modelo estudado se baseia na configuração original de projeto da Monobóia IMODCO III ensaiada pelo Marintek [29] cuja locação se encontrava a uma lâmina d'água de 400m.

Os dados gerais da Monobóia utilizados no ensaio e na modelação numérica são apresentados a seguir. Na Figura VIII-1 apresenta-se a configuração do sistema de ancoragem em catenária com a monobóia e o navio cisterna.

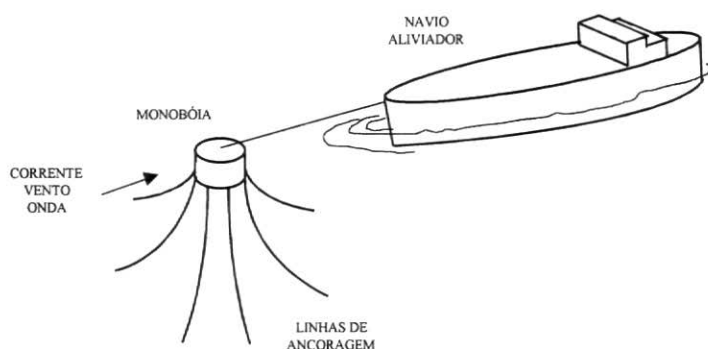


Figura VIII-1 - Configuração do Sistema Analisado

A Tabela VIII-A a seguir apresenta as principais características da monobóia.

Tabela VIII-A - Características da Monobóia

Diâmetro da bóia (m)	15.00
Diâmetro da saia da bóia (m)	17.00
Altura total (m)	4.60
Altura da conexão da espia a partir da base da bóia (m)	5.60
Distância da conexão da espia ao eixo transversal da bóia (m)	4.00
Peso total (kN)	2403.45
Diâmetro dos fairleads (m)	12.00
Raio de giração eixo horizontal (m)	4.00
Raio de giração eixo vertical (m)	5.30
Posição vertical CG acima da base (m)	2.50
Calado (m)	2.36

A composição das linhas de ancoragem é dada pela Tabela VIII-B:

Tabela VIII-B - Composição das Linhas de Ancoragem

	Tramo 1 (fundo)	Tramo 2 (intermediário)	Tramo 3 (topo)
Tipo	Amarra	Cabo de aço	Amarra
Comprimento (m)	927	363	8
Diâmetro nominal (mm)	76	86	76
Peso submerso (kN/m)	1.135	0.202	1.135
EA (kN)	502272.00	465975.00	502272.00
C_d	2.10	1.0	2.10
C_m	2.00	2.00	2.00

As características do Navio Cisterna (100% cheio) utilizado neste ensaio são:

- Comprimento: 257.00m
- Boca: 39.40m
- Calado: 16.88m
- Deslocamento: 1357704.00 kN

O modelo estudado tem como parâmetro de entrada a força dinâmica na espia obtida a partir de uma simulação numérica do conjunto completo Monobóia e espia. Estes dados foram gerados pelo programa SIMO [30].

A espia especificada para os ensaios tem aproximadamente 52.0m de comprimento, as condições ambientais atuantes no navio serão mostradas mais adiante no item 8.2.4. A densidade espectral da força produzida por esta espia, na direção x do sistema de referência local fixo é apresentada na Figura VIII-2:

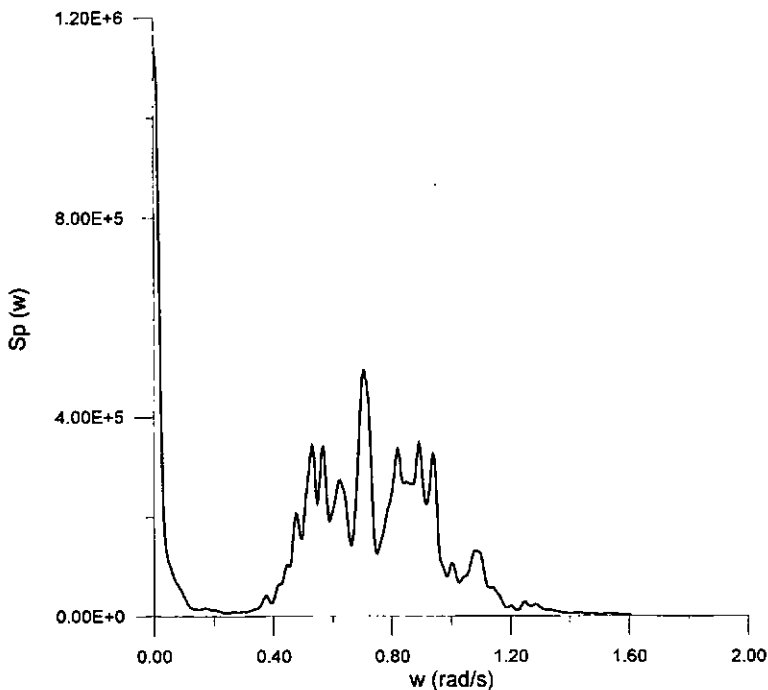


Figura VIII-2 - Densidade Espectral da Força da espia (espectro em $\text{kN}^2 \cdot \text{s}$)

8.2.2 – Modelação do Casco

Após algumas tentativas de modelação da monobóia, optamos pelo uso de vários cilindros ("patas") na extremidade inferior do flutuante, cujos centros coincidem com a circunferência externa da saia.

As "patas" são para considerar as forças de Froude Krylov atuando não só em um ponto, mas em vários pontos da base da monobóia. Essa força é uma força de excitação provocada pela onda incidente. Causa uma pressão no fundo da monobóia. A onda difratada foi desprezada conforme a aproximação de Morison. Apesar do corpo da Monobóia ser esbelto em relação a onda ($D/\lambda < 5$), ele não é esbelto em relação as suas próprias dimensões, há uma área significativa no fundo.

O diâmetro de cada "pata" é igual a 6.5m, de modo que a soma das áreas das "patas" seja igual a área da seção transversal da base da monobóia.

Na Figura VIII-3 é mostrado, esquematicamente, o modelo utilizado para a representação da unidade flutuante e nas Figuras VIII-4 e VIII-5 apresentam-se detalhes do modelo.

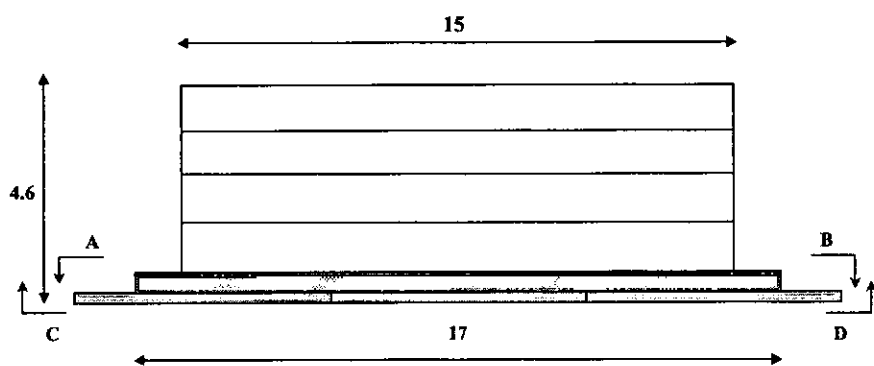


Figura VIII-3 - Modelação do Flutuante

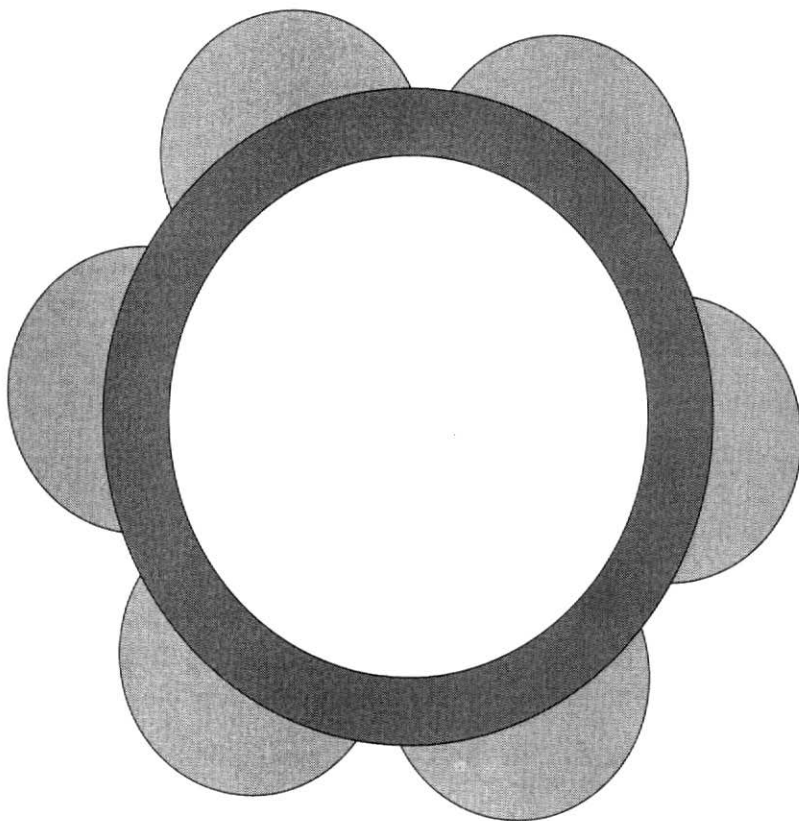


Figura VIII-4 - Vista A-B

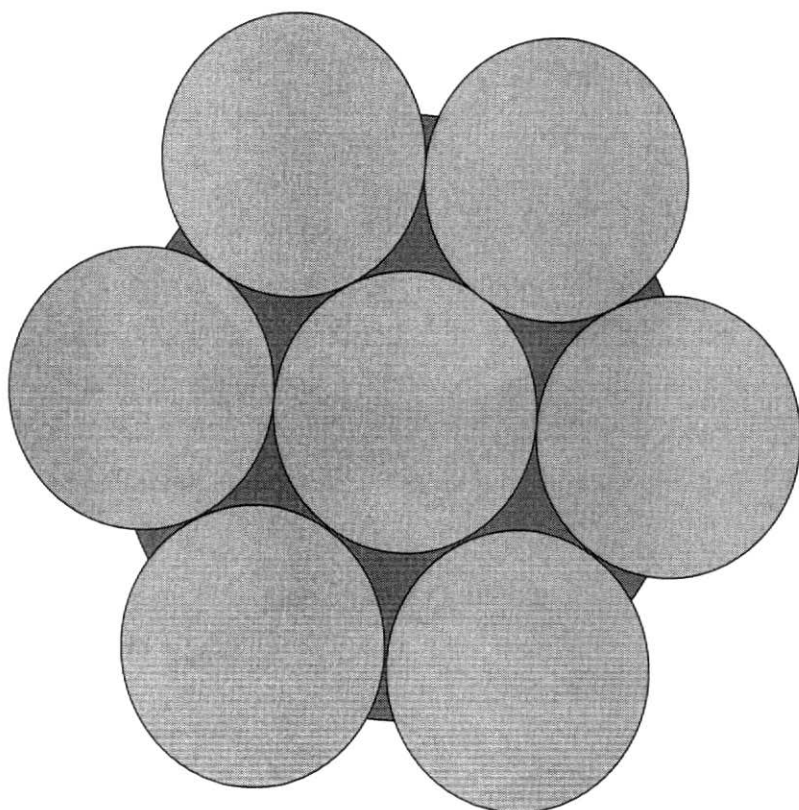


Figura VIII-5 - Vista C-D

8.2.3 – Modelação das Linhas

Baseado nos dados da Tabela VIII-B e utilizando o pré processador do programa ANFLEX - PREANF [31], foi possível obter os valores das pré-tensões das linhas no ponto de conexão e montar parte do arquivo de dados composto pela configuração em catenária das linhas de ancoragem (os azimutes são medidos no sentido anti-horário). Estes dados são mostrados na Tabela VIII-C:

Tabela VIII-C - Dados obtidos do PREANF

Linha	Conexão x (m)	Conexão y (m)	Conexão z (m)	Azimute (°)	Ang. de topo (c/hor) (°)	Tração hor. (kN)	Tração vert. (kN)	Tração total (kN)
1	6.0	0.0	397.64	0	60.1	170.86	297.14	342.76
2	3.0	5.2	397.64	60	60.1	170.86	297.14	342.76
3	-3.0	5.2	397.64	120	60.1	170.86	297.14	342.76
4	-6.0	0.0	397.64	180	60.1	170.86	297.14	342.76
5	-3.0	-5.2	397.64	240	60.1	170.86	297.14	342.76
6	3.0	-5.2	397.64	300	60.1	170.86	297.14	342.76

As linhas de ancoragem foram discretizadas em 141 elementos de treliça com comprimentos variáveis de acordo com o esquema abaixo, supondo um *offset* máximo de 90m para a modelação da região de TDP (*Touch Down Point*).

A Figura VIII-6 mostra um esquema geral do modelo.

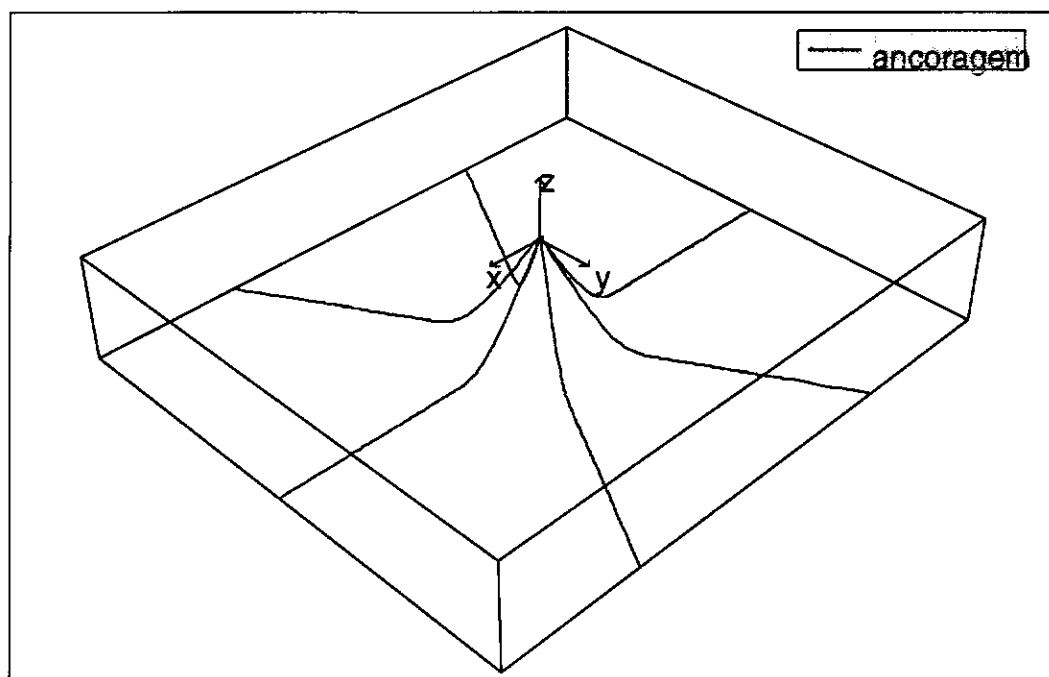


Figura VIII-6 - Esquema das Linhas de Ancoragem

A Figura VIII-7 mostra a divisão de uma linha de ancoragem em segmentos, onde em cada segmento tem-se um determinado número de elementos com comprimentos distintos: alguns lineares, outros de transição. A Figura VIII-8 mostra a discretização de uma linha de ancoragem em elementos de treliça.

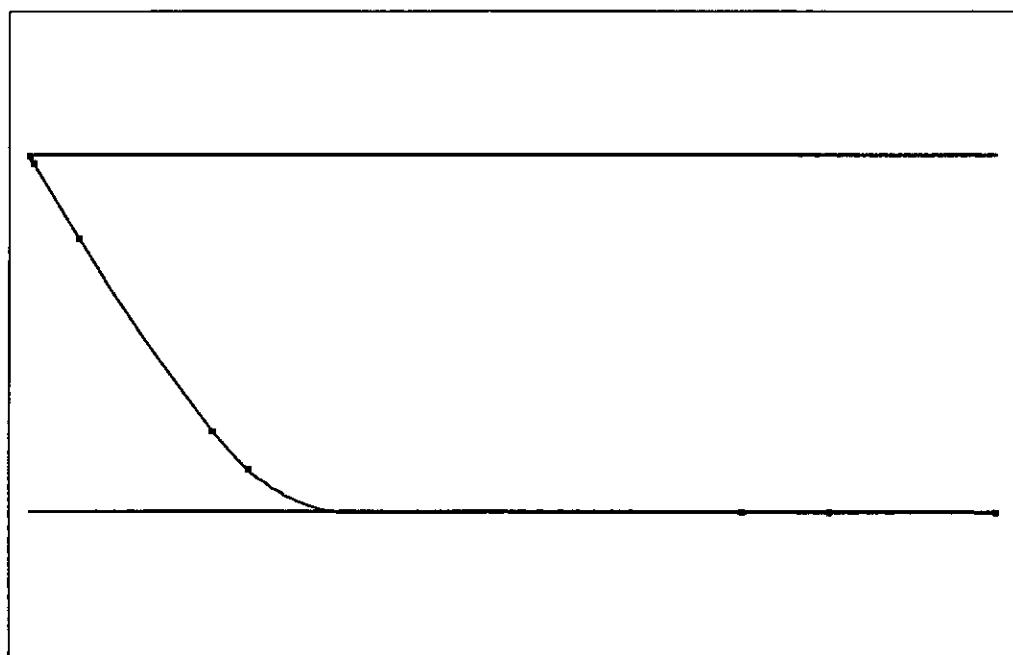


Figura VIII-7 - Linha de Ancoragem dividida em segmentos

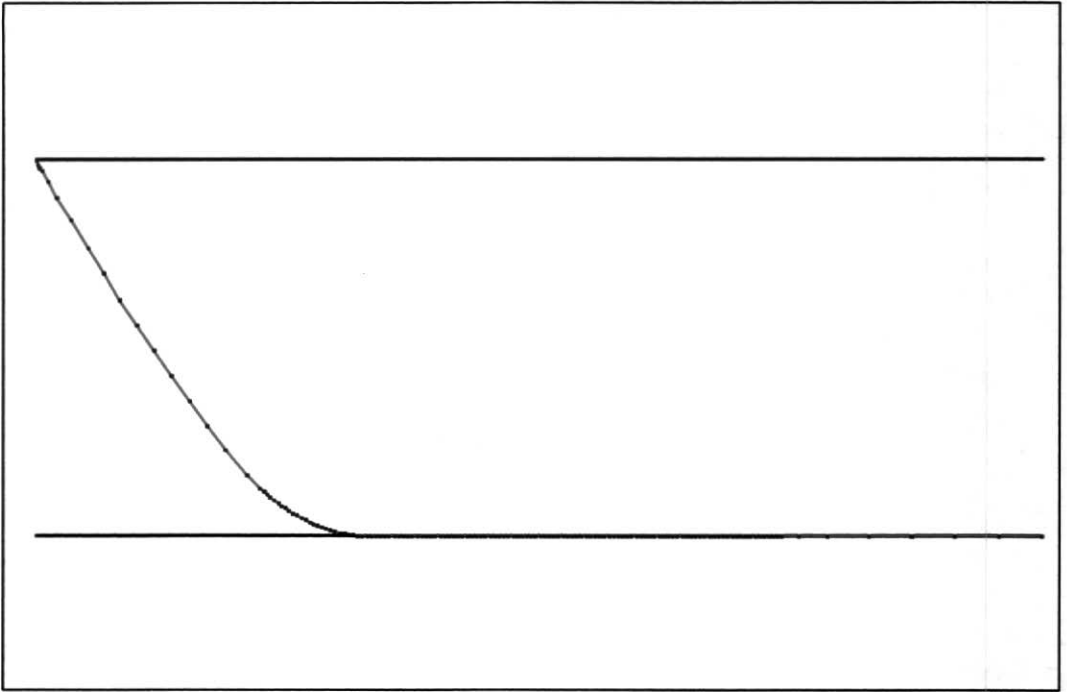


Figura VIII-8 - Linha de Ancoragem discretizada em elementos de Treliça

A Tabela VIII-D mostra um resumo da discretização de cada linha de ancoragem.

Tabela VIII-D – Discretização da uma Linha de Ancoragem

Segmentos	Comprimento do seg. (m)	Nº de elementos	Comprimento do elemento (m)
1	190	4	47.5
2	100	4	45.22 a 4.77 (transição)
3	577	115	5.017
4	60	3	5.29 a 34.70 (transição)
5	263	8	32.87
6	100	5	32.87 a 4.00 (transição)
7	8	2	4.00
total	1298	141	

8.2.4 – Dados Ambientais

Para calibração do modelo numérico foram considerados os resultados do ensaio 356 [29]. Neste caso o navio cisterna está 100% carregado e submetido as seguintes condições ambientais:

- Onda (S): $H_s = 6.3\text{m}$ e $T_z = 8.7\text{s}$;
- Vento (S): 35.7m/s
- Correnteza (N): 1.78m/s (na superfície) - perfil triangular

As ações ambientais de onda e vento foram consideradas atuando também na monobóia porém a ação de correnteza foi considerada apenas atuando no navio cisterna - através de uma carga concentrada - de acordo com o ensaio. A direção de incidência das cargas é mostrada na Figura VIII-9.

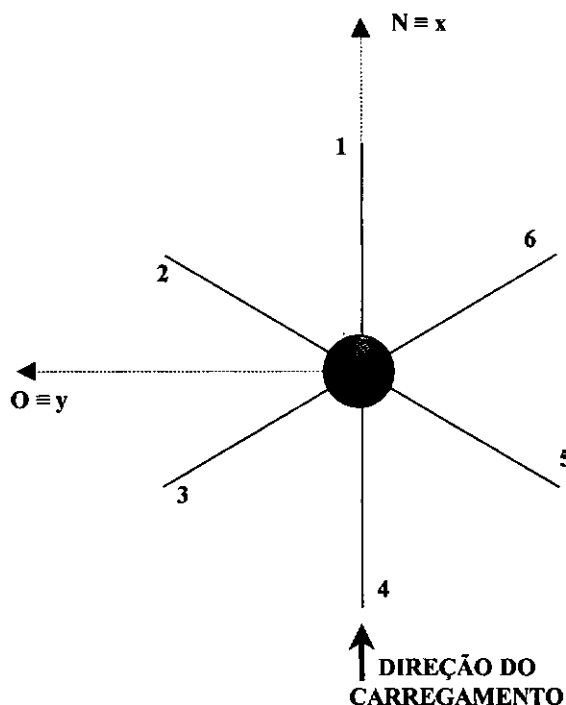


Figura VIII-9 - Direção de incidência das cargas

Para verificar o comportamento da força de restauração estática do sistema de linhas de ancoragem foram feitos testes estáticos no modelo ensaiado e no numérico. O ensaio utilizado para esta verificação foi o de número 110 [29] onde a sequência do ensaio e as forças de restauração estão indicadas na Tabela VIII-E. A direção do *Offset* é a 180° em relação ao Norte:

Tabela VIII-E – Força de Restauração de acordo com Teste Estático

Sequência do ensaio	Força aplicada (kN)	Surge m	Surge p
1	0.0	0.0	0.0
2	860.0	67.9	67.7
3	1163.0	80.7	81.6
4	1647.6	98.6	97.7
5	2305.0	114.6	113.0
6	3297.0	129.5	127.4

(m - resposta do teste pelo ensaio da Marintek; p - resposta do teste pelo PROSIM-E)

A Tabela VIII-F a seguir, mostra as tensões no topo das linhas de ancoragem obtidas através do ensaio experimental e do modelo numérico.

Tabela VIII-F - Tensões no topo das Linhas de ancoragem de acordo com Teste Estático

linh 1 m	linh 1 p	linh 2 m	linh 2 p	linh 3 m	linh 3 p	linh 4 m	linh 4 p	linh 5 m	linh 5 p	linh 6 m	linh 6 p
343.0	338.3	343.0	338.3	343.0	338.3	343.0	338.3	343.0	338.3	343.0	338.3
855.7	867.4	503.8	527.5	263.0	241.9	204.0	179.0	263.0	241.9	526.0	527.5
1061.0	1100.9	551.7	586.5	255.0	228.4	190.0	164.4	255.0	228.4	579.9	586.5
1461.0	1490.3	653.0	668.4	250.0	214.7	175.0	146.7	242.0	214.7	653.0	668.4
2024.0	2046.2	785.0	764.8	246.0	203.0	165.0	139.6	229.0	203.0	723.0	764.8
2846.0	2924.0	895.0	874.2	242.0	193.3	159.0	132.7	225.0	193.3	829.0	874.2

(m - resposta do teste pelo ensaio da Marintek; p - resposta do teste pelo PROSIM-E)

As Figuras VIII-10 e VIII-11 mostram a representação das Tabelas VIII-E e VIII-F, onde pode-se observar uma concordância muito boa entre os resultados dos testes estáticos realizados por análises experimentais e numéricas.

Restauração estática do sistema de ancoragem

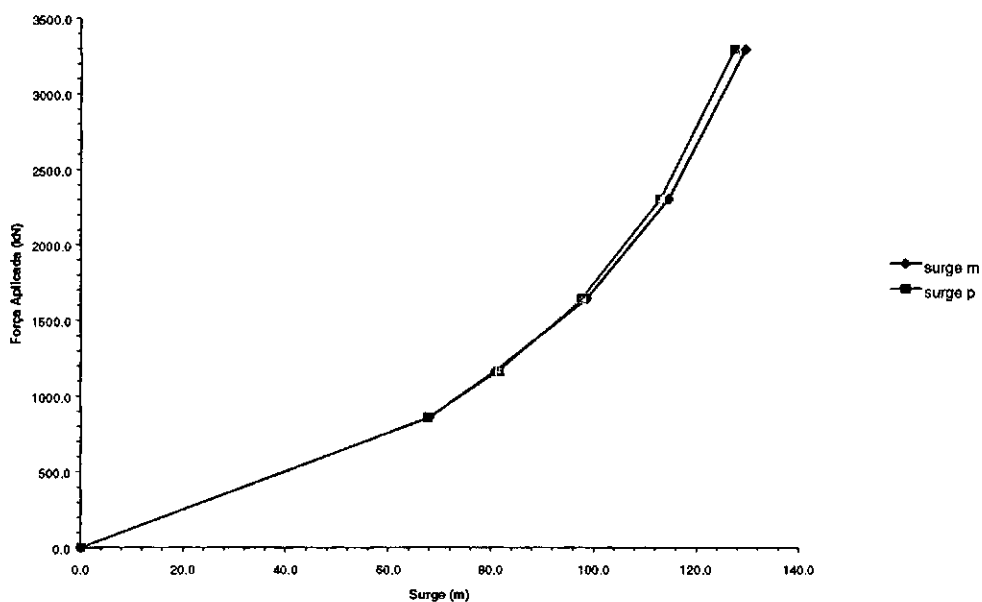


Figura VIII-10 - Força de Restauração

(m - resposta do teste pelo ensaio da Marintek; p - resposta do teste pelo PROSIM-E)

Tração no Sistema de Ancoragem

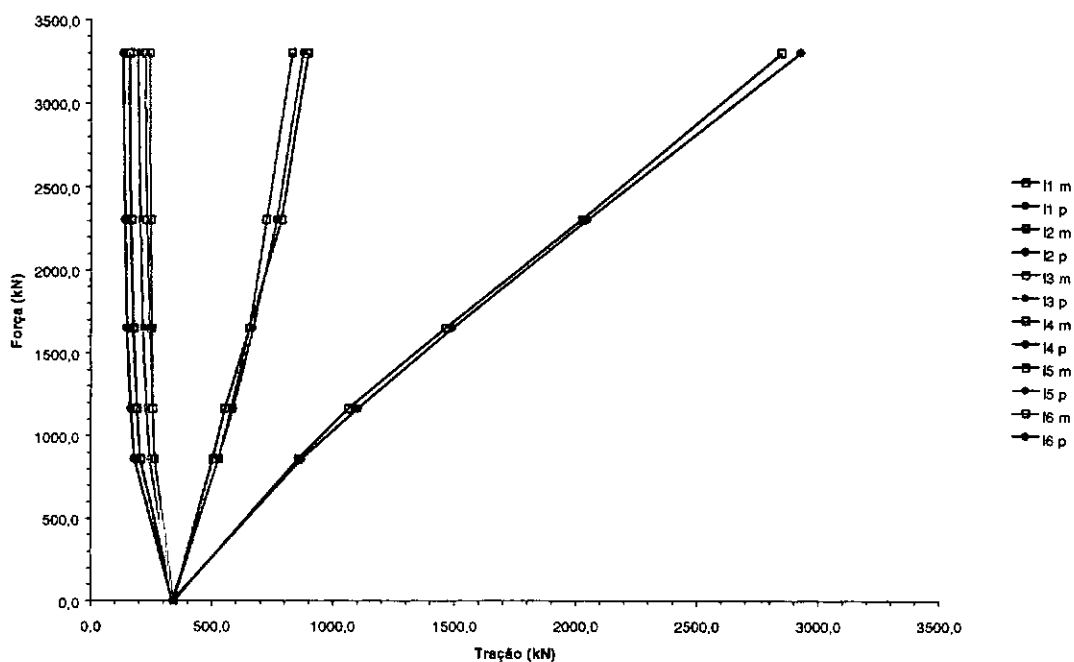


Figura VIII-11 - Tração no Topo das Linhas de Ancoragem

(m - resposta do teste pelo ensaio da Marintek; p - resposta do teste pelo PROSIM-E)

8.2.6 - Resultados Dinâmicos

Os movimentos calculados em cada análise obedecem à seguinte nomenclatura (Figura VIII-12):

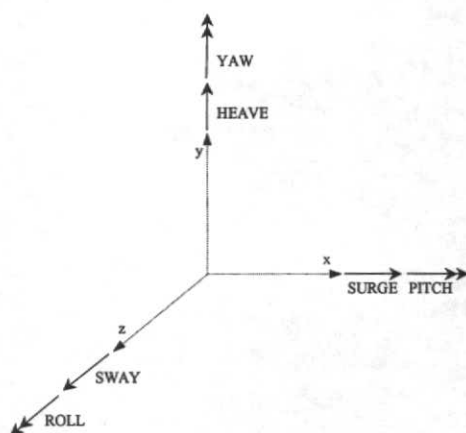


Figura VIII-12 - Nomenclatura dos Movimentos

A Tabela VIII-G mostra os resultados obtidos no modelo numérico e no experimental.

Tabela VIII-G - Resultados

Parâmetro	Experimental		Numérico	
	Média	Desvio Padrão	Média	Desvio Padrão
Surge (m)	85.17	8.56	86.60	9.18
Heave (m)	-0.66	1.46	-0.37	1.44
Pitch (°)	-3.36	4.47	-3.77	6.06
Tração Linha 1 (kN)	189.10	21.32	160.89	9.40
Tração Linha 2 (kN)	262.50	30.73	225.79	8.80
Tração Linha 3 (kN)	4278.0	623.90	607.88	48.78
Tração Linha 4 (kN)	1256.00	386.40	1215.60	260.25
Tração Linha 5 (kN)	609.00	124.70	607.88	48.78
Tração Linha 6 (kN)	262.20	27.44	225.79	8.80

Com base nos valores apresentados, observa-se uma boa concordância entre os resultados numéricos e experimentais, com algumas exceções:

- Uma delas seria o valor da média da Tração na Linha 3 experimental, onde o resultado está muito alto, pois sendo as linhas de ancoragem simétricas, este resultado deveria ser próximo ao da Tração na Linha 5. Pode ter havido um possível erro de medição.
- Observa-se também que os desvios padrões das Trações nas Linhas 3 e 5 estão muito diferentes nos resultados experimentais, não respeitando de novo a simetria do sistema. Isto reforça a conclusão anterior, de que tenha ocorrido um possível erro de medição.
- Uma terceira diferença pode ser observada no desvio padrão de *pitch*, que no resultado numérico está maior que no experimental, isto se deve provavelmente ao modelo hidrodinâmico do programa PROSIM-E não considerar adequadamente efeitos de momento na base da monobóia e também não considerar a dinâmica das linhas.
- Outra exceção seria a discordância dos desvios padrões das trações nas linhas de ancoragem, este resultado já era esperado, uma vez que a dinâmica das linhas não é considerada no programa PROSIM-E.

8.3 – Caso 2

8.3.1 – Dados Gerais

Este caso trata-se da mesma Monobóia utilizada anteriormente, mas com as linhas de ancoragem modificadas devido à profundidade de 830m de lâmina d'água. A monobóia IMODCO III estava instalada no Campo de Marimbá na Bacia de Campos quando seu *riser* rompeu, provavelmente devido a uma falha no *bending-stiffener* causado por fadiga [2]. Em função desta provável causa deve-se analisar prioritariamente os efeitos decorrentes dos deslocamentos angulares de *pitch* e *roll* devido aos movimentos locais da monobóia.

A Tabela VIII-A do item 8.2.1 apresenta as principais características da monobóia. Para esta nova situação apenas alguns itens foram modificados, como veremos na Tabela VIII-H:

Tabela VIII-H - Características da Monobóia

Peso total (kN)	2430
Posição vertical CG acima da base (m)	2.36
Calado (m)	3.39

A nova composição das linhas de ancoragem é dada pelas Tabelas VIII-I e VIII-J:

Tabela VIII-I - Comprimento dos trechos das Linhas de Ancoragem da âncora à conexão (m)

Linha	Amar. 76mm	Cab. aço 86mm	Amar. 76mm	Poliést. 5"	Amar. 76mm	Poliést. 5"	Amar. 76mm	Poliést. 5"	Amar. 76mm	Comp. total
1	992	90	10	428	40	450	8	15	55	2088
2	975	118	10	422	53	450	9	15	55	2107
3	980	90	10	450	30	450	9	15	55	2089
4	975	90	13	450	20	450	9	15	55	2077
5	1000	90	10	450	38	442	9	15	55	2109
6	1007	90	10	436	30	450	9	15	55	2102

Tabela VIII-J - Composição das Linhas de Ancoragem

Linhas	Peso ar (kN/m)	Peso água (kN/m)	ϕ externo (m)	EA (kN)	ϕ hidrod. (m)
Amarra 76mm	1.2408	1.0796	0.076	5.081E5	0.114
Cabo de aço 86mm	0.301	0.250	0.086	3.302E5	0.086
Poliéster 5"	0.113	0.028	0.131	2.295E4	0.131

Neste caso, o *riser* também foi considerado na análise. As características do *riser* de 9.5" são apresentadas a seguir, na Tabela VIII-L:

Tabela VIII-L - Características do Riser Flexível 9.5"

Comprimento (m)	1360
Diâmetro externo (m)	0.336
Diâmetro interno (m)	0.241
Peso ar (kN/m)	1.574
Peso água (kN/m)	0.682
EA (kN)	454545.45
Diâmetro Hidrod. (m)	0.336

Os Coeficientes Hidrodinâmicos da Fórmula de Morison foram os seguintes:

- $C_d = 1.0$ e $C_m = 2.0$ para todas as linhas e *riser*.

Foi considerado o caso em que a Monobóia se encontra desconectada do Navio Cisterna, portanto a força proveniente da espia não será considerada.

O casco foi representado pelo mesmo modelo utilizado na situação anterior, (Figuras VIII-3, VIII-4 e VIII-5 do item 8.2.2).

8.3.2 – Modelação das Linhas e Riser

Baseado nos dados das Tabelas VIII-I, VIII-J, VIII-L e utilizando o pré processador do programa ANFLEX - PREANF, foi possível obter os valores das pré-tensões das linhas no ponto de conexão e montar parte do arquivo de dados composto

pela configuração em catenária das linhas de ancoragem e do *riser*. Estes dados são mostrados na Tabela VIII-M:

Tabela VIII-M - Dados obtidos do PREANF

Linha	Conexão x (m)	Conexão y (m)	Conexão z (m)	Azimute (°)	Ang. de topo (c/hor) (°)	Tração hor. (kN)	Tração vert. (kN)	Tração total (kN)
1	6.0	0.0	826.61	0	52.7	298.127	391.351	491.97
2	3.0	-5.2	826.61	300	50.7	357.488	436.761	564.41
3	-3.0	-5.2	826.61	240	53.9	250.847	344.000	425.74
4	-6.0	0.0	826.61	180	50.7	326.135	398.451	514.90
5	-3.0	5.2	826.61	120	52.5	295.157	384.652	484.84
6	3.0	5.2	826.61	60	50.0	366.442	436.71	570.08
riser	0.0	0.0	826.61	153	86.0	67.78	969.389	971.75

As linhas de ancoragem foram discretizadas em elementos de treliça com comprimentos variáveis de acordo com o esquema abaixo, supondo um *offset* máximo de 90m para a modelação da região de TDP (*Touch Down Point*).

A Figura VIII-13 mostra um esquema geral do modelo.

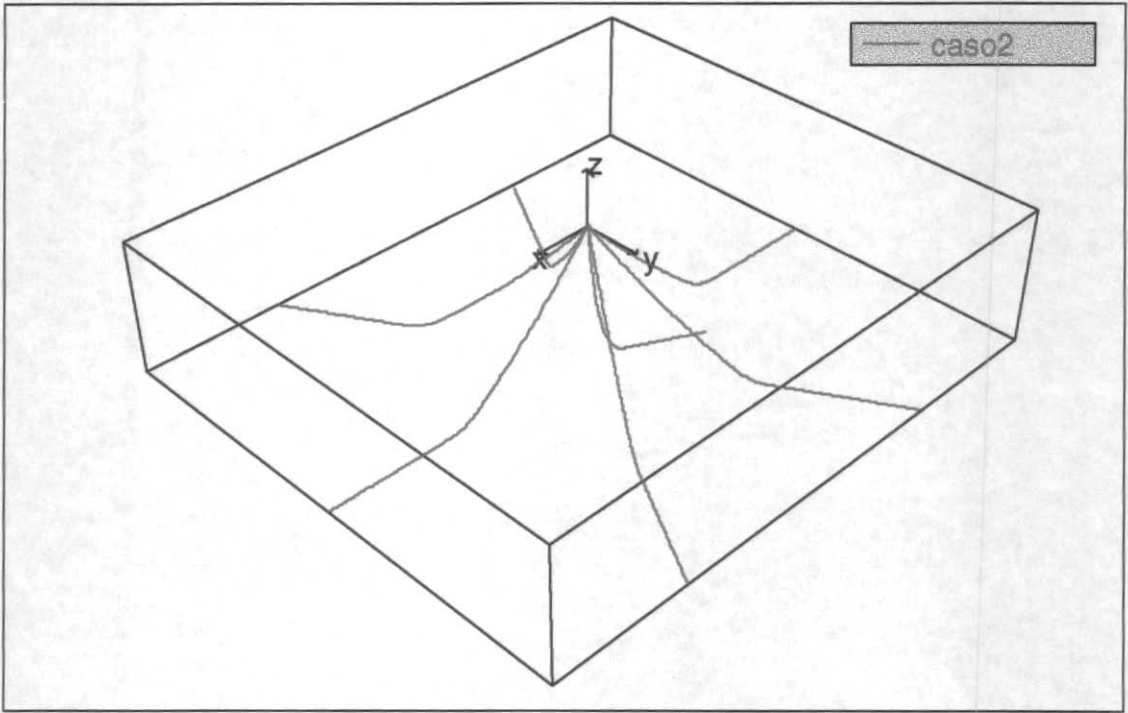


Figura VIII-13 - Esquema Geral do Modelo

A Figura VIII-14 mostra a divisão de uma linha de ancoragem em segmentos, onde em cada segmento tem-se um determinado número de elementos com comprimentos distintos: alguns lineares, outros de transição. A Figura VIII-15 mostra a discretização de uma linha de ancoragem em elementos de treliça.

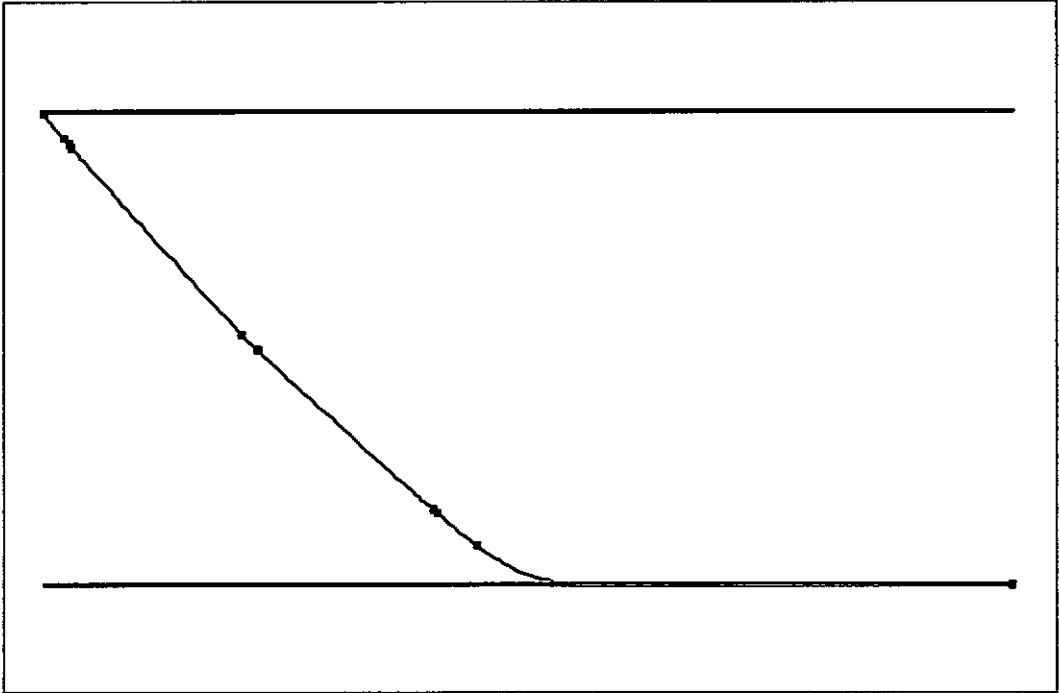


Figura VIII-14 - Linha de Ancoragem dividida em Segmentos

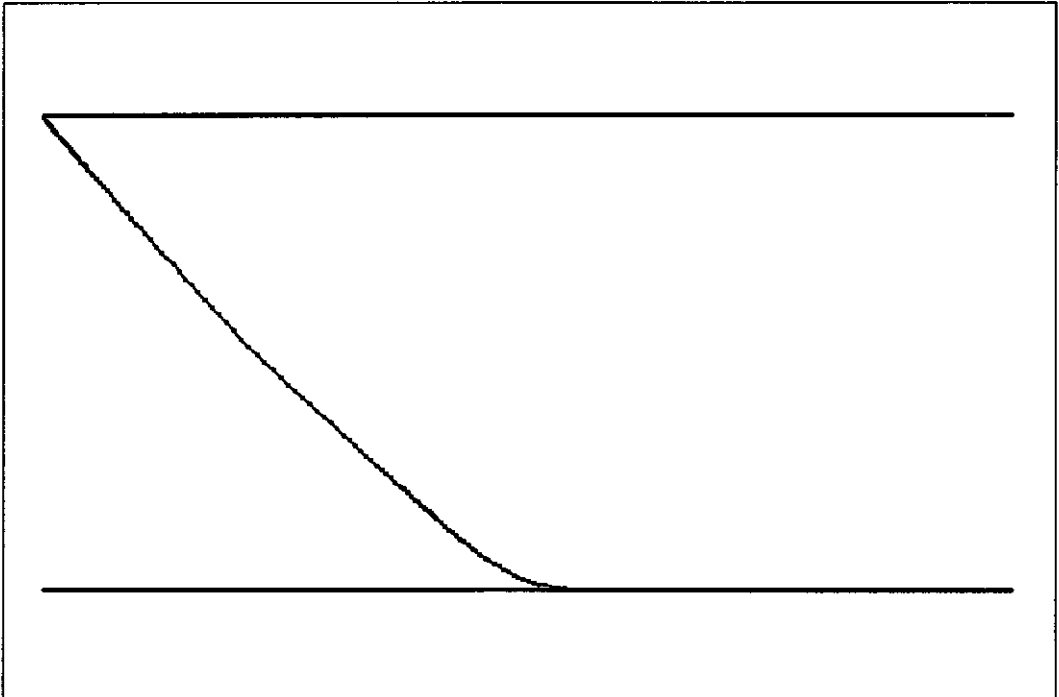


Figura VIII-15 - Linha de Ancoragem discretizada em elementos de Treliça

A Tabela VIII-N mostra um resumo da discretização da linha de ancoragem número 1. As demais linhas têm discretizações semelhantes.

Tabela VIII-N – Discretização da Linha de Ancoragem nº 1

Segmentos	Comprimento do seg. (m)	Nº de elementos	Comprimento do elemento (m)
1	992	100	9.92
2	90	10	9
3	10	2	5
4	428	20	5.03 a 20.14 (transição)
5	40	2	20
6	450	20	19.70 a 3.94 (transição)
7	8	2	4.00
8	15	3	5
9	55	10	5.5
total	2088	201	

A Figura VIII-16 mostra a divisão do *riser* em segmentos, onde em cada segmento tem-se um determinado número de elementos com comprimentos distintos: alguns lineares, outros de transição. A Figura VIII-17 mostra a discretização do *riser* em elementos de treliça.

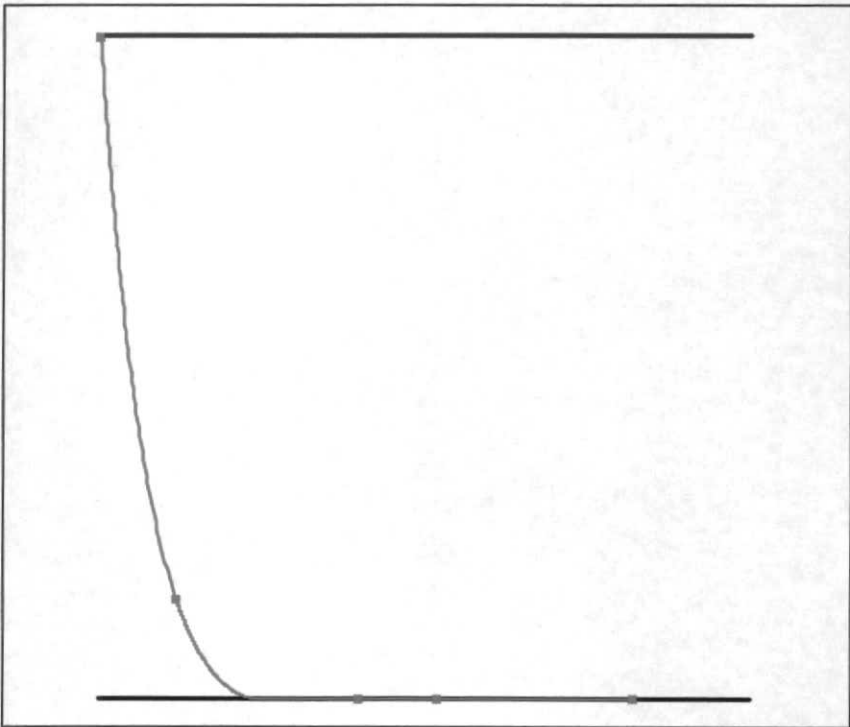


Figura VIII-16 - *Riser* dividido em segmentos

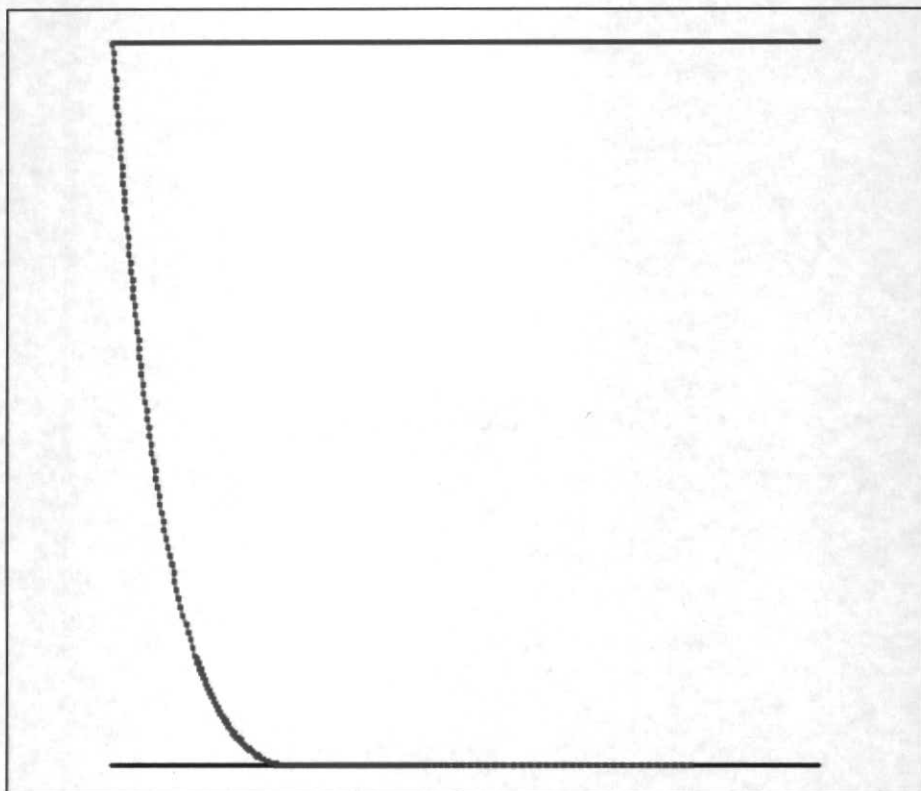


Figura VIII-17 - Riser discretizado em elementos de Treliça

A Tabela VIII-O mostra um resumo da discretização do *riser*

Tabela VIII-O – Discretização do Riser

Segmentos	Comprimento do seg. (m)	Nº de elementos	Comprimento do elemento (m)
1	250	25	10
2	100	17	9.80 a 1.96 (transição)
3	300	150	2
4	710	71	10
total	1360	263	

8.3.3 – Dados Ambientais

As seguintes condições ambientais decenárias foram consideradas [32, 33]:

- Onda (SW): $H_s = 6.9\text{m}$ e $T_z = 10.8\text{s}$;
- Vento (SW): 29.23m/s
- Correnteza (NE): 1.25m/s (na superfície) - perfil triangular

A direção de incidência das cargas é mostrada na Figura VIII-18.

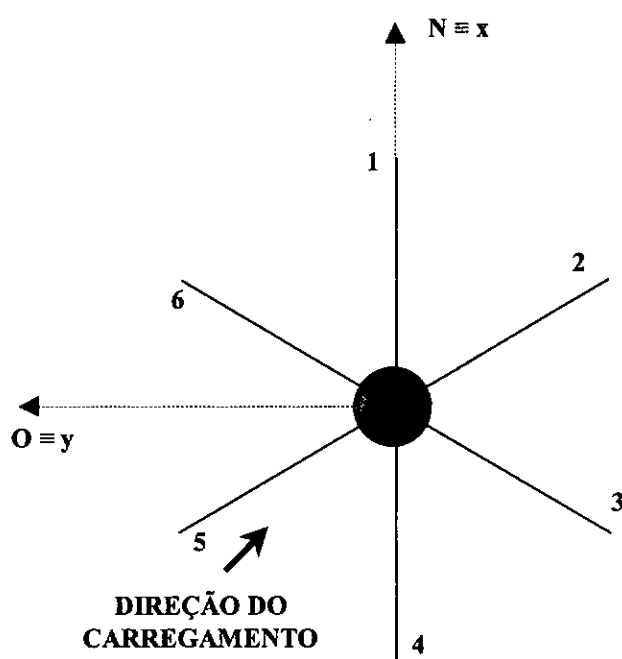


Figura VIII-18 - Direção de incidência das cargas

8.3.4 - Resultados Dinâmicos

Neste caso a bóia está desconectada do navio aliviador, portanto a força de excitação da espia não foi considerada.

A Tabela VIII-P mostra os resultados obtidos no modelo numérico para o caso 2.

Tabela VIII-P - Resultados

Parâmetro	Numérico	
	Média	Desvio Padrão
Surge (m)	39.46	4.10
Heave (m)	-1.32	1.55
Sway (m)	-41.70	4.69
Roll (°)	9.30	1.74
Yaw (°)	-0.96	0.31
Pitch (°)	7.93	1.65
Tração Linha 1 (kN)	250.24	11.02
Tração Linha 2 (kN)	238.62	14.66
Tração Linha 3 (kN)	292.48	7.30
Tração Linha 4 (kN)	615.02	24.87
Tração Linha 5 (kN)	683.46	36.40
Tração Linha 6 (kN)	530.31	13.43
Tração no Riser (kN)	1042.70	7.35

Observa-se que a linha mais tracionada neste caso (linha 5), tem a metade da tração média da linha mais tracionada do caso anterior (linha 4 - item 8.2.6), de onde se conclui que a força proveniente da espia para uma monobóia conectada ao navio, causa um acréscimo muito grande na tração desta linha. As trações médias das demais linhas se mantiveram na mesma ordem de grandeza nos dois casos.

Sendo os movimentos rotacionais da monobóia os mais importantes nesta análise, serão mostradas nas Figuras VIII-19 e VIII-20, as respostas dos movimentos de *pitch* e *roll*, que neste caso têm seus desvios padrões pequenos, portanto seus movimentos são menos acentuados.

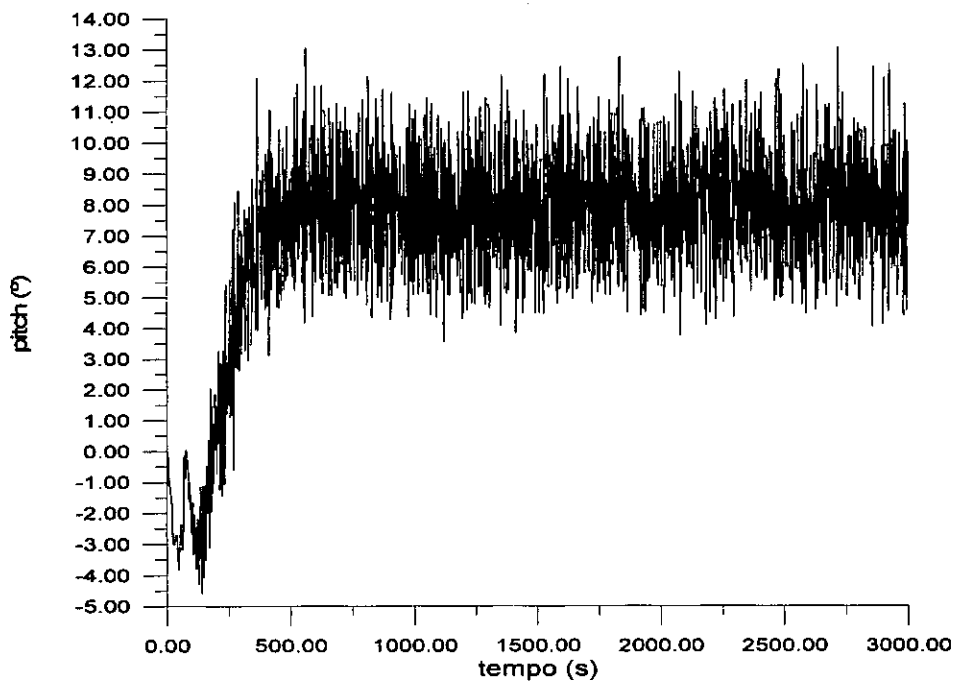


Figura VIII-19 - Série Temporal do Movimento de *Pitch*

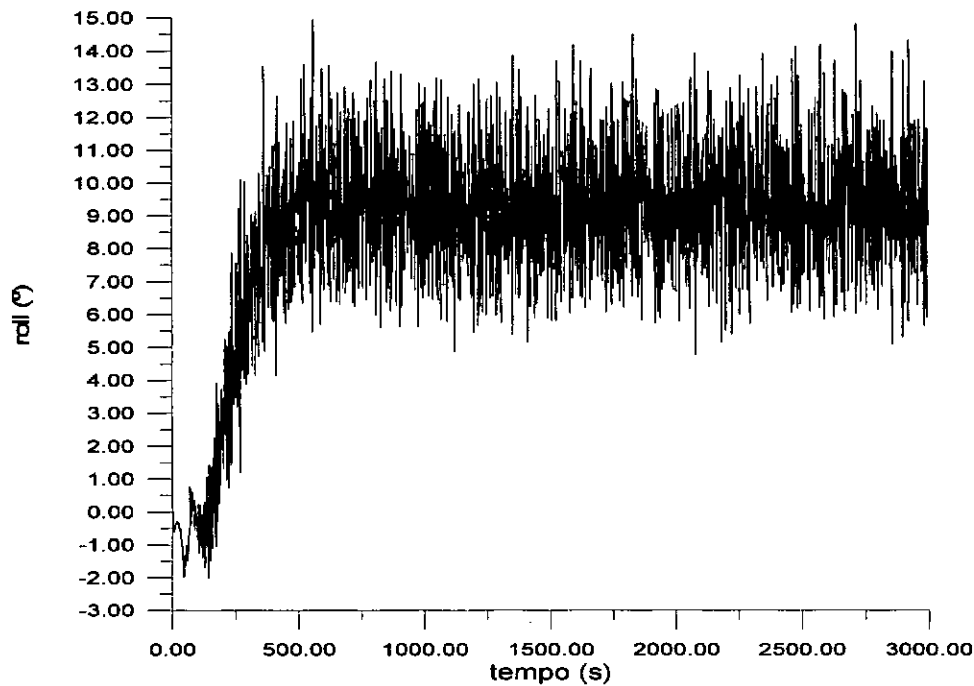


Figura VIII-20 - Série Temporal do Movimento de *Roll*

A estabilidade da média e do desvio padrão para os sinais de *pitch* e *roll*, respectivamente são mostradas nas Figuras VIII-21 e VIII-22.

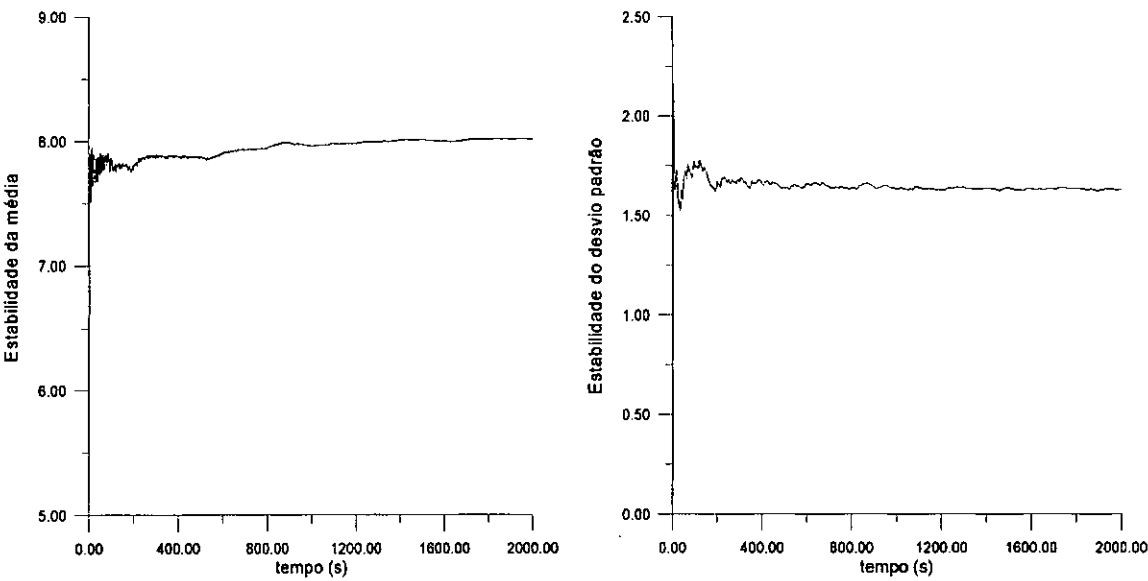


Figura VIII-21 - Estacionaridade para *Pitch*

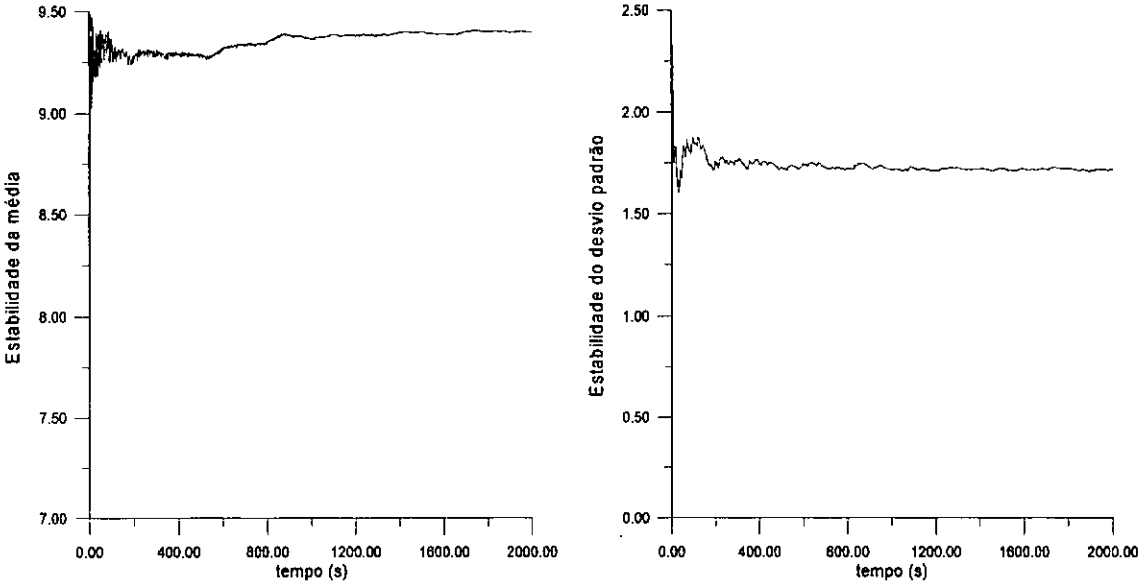


Figura VIII-22 - Estacionaridade para *Roll*

As Figuras VIII-23 e VIII-24 mostram a densidade espectral suavizada da série temporal depois da FFT para os movimentos de *pitch*, *surge*, *roll* e *sway*. Observa-se que existe uma baixa frequência nos sinais de *pitch* e *roll* devido aos movimentos horizontais da monobóia.

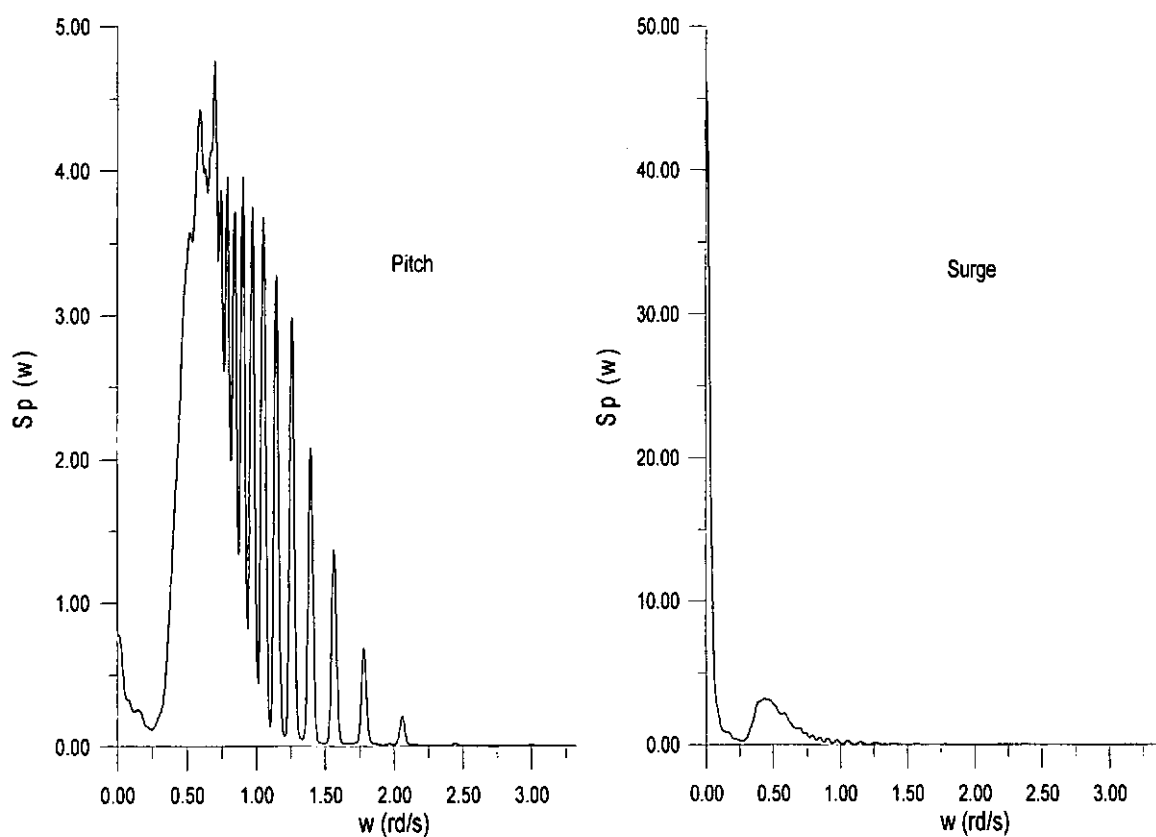


Figura VIII-23 - Espectros dos Movimentos de *Pitch* e *Surge*

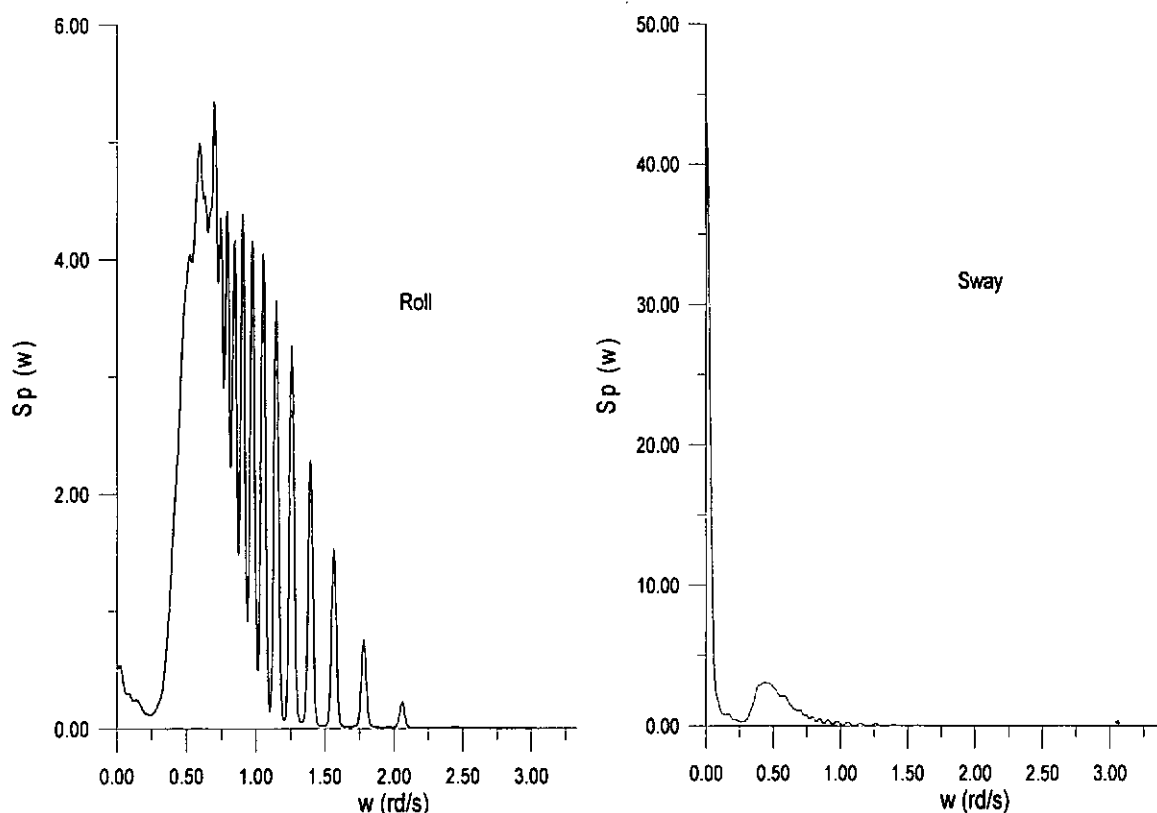


Figura VIII-24 - Espectros dos Movimentos de *Roll* e *Sway*

8.3.5 - Estimativa de Valores Máximos Extremos

Nestas análises observam-se sinais gaussianos nas respostas dos movimentos. Os máximos dos mesmos seguem as linhas pontilhadas das Figuras VIII-25 e VIII-26 (distribuição dos máximos de *pitch* e *roll* respectivamente, num papel de Rayleigh), pois a distribuição de Rayleigh é a distribuição das amplitudes (valores máximos) de um sinal gaussiano [27].

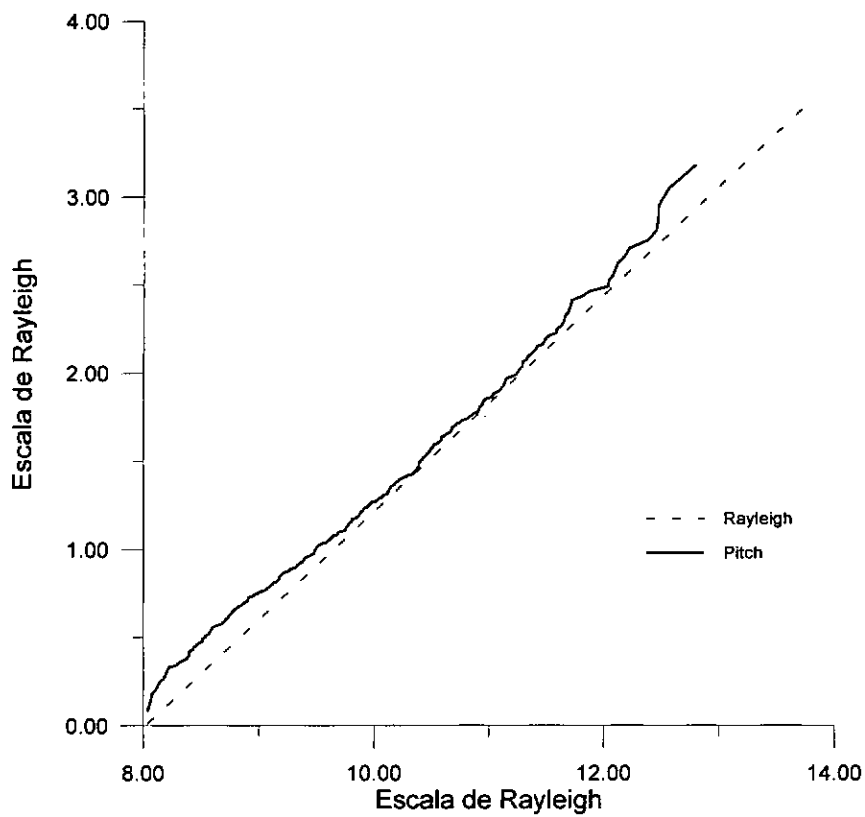


Figura VIII-25 - Distribuição de Probabilidades para Movimento de *Pitch*

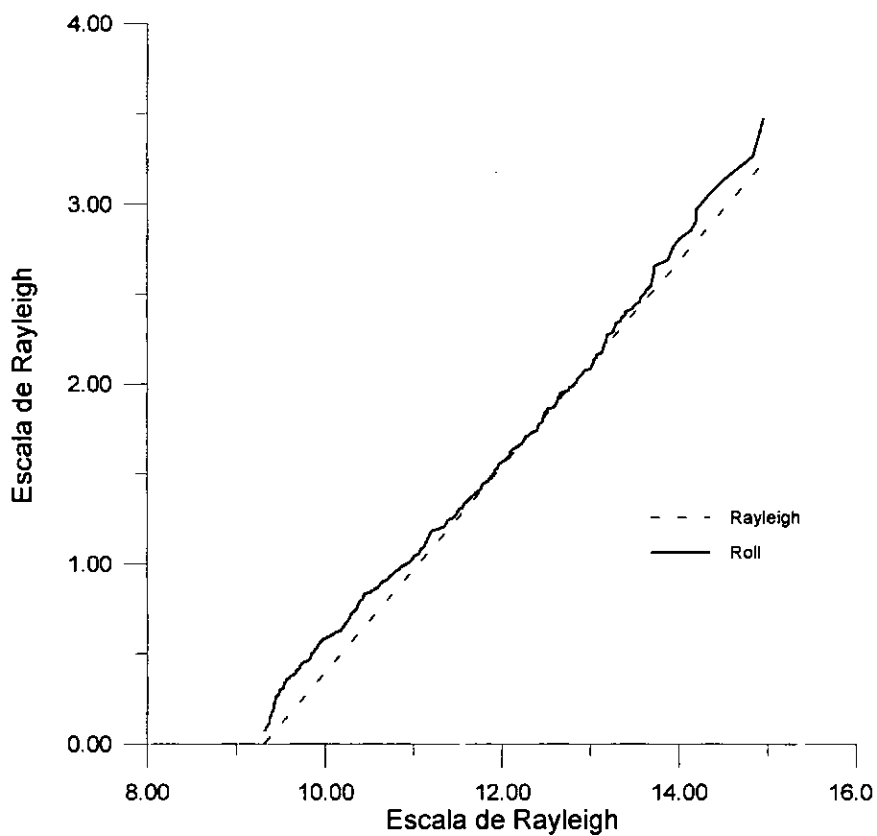


Figura VIII-26 - Distribuição de Probabilidades para Movimento de *Roll*

As Figuras VIII-27 e VIII-28 mostram a distribuição de Gauss comparada com a distribuição dos Sinais de *pitch* e *roll* respectivamente.

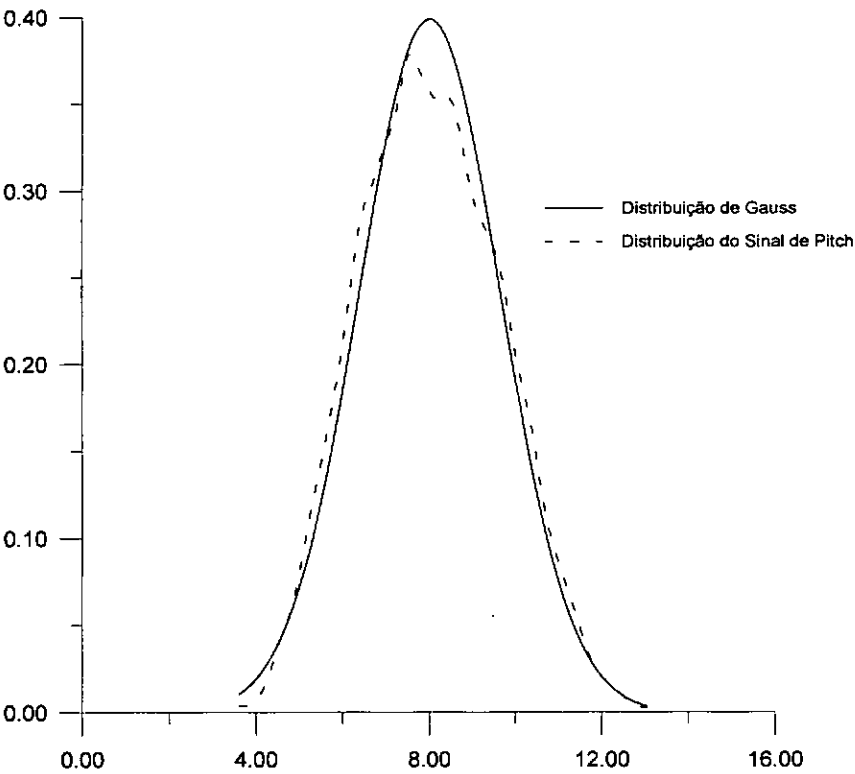


Figura VIII-27 - Caráter Gaussiano do sinal de *pitch*

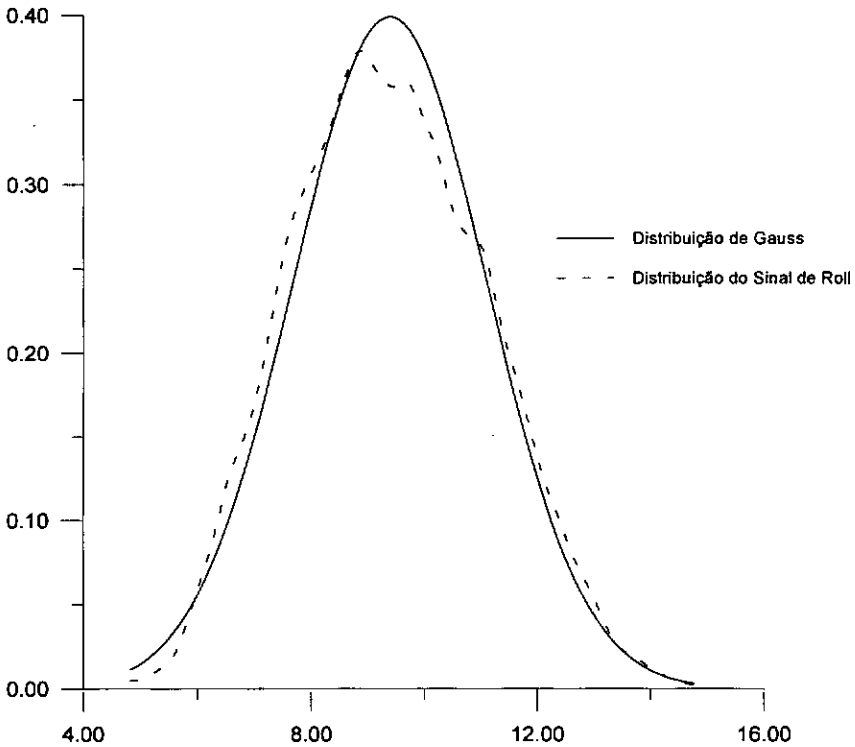


Figura VIII-28 - Caráter Gaussiano do sinal de *roll*

Uma estimativa de valores máximos para os movimentos de *pitch* e *roll* são apresentadas nas Tabelas VIII-Q, VIII-R, VIII-S e VIII-T, utilizando o ajuste de Rayleigh para 3000 segundos e 3 horas de simulação.

Tabela VIII-Q - Valores Máximos para *Pitch* (3000 s)

Distribuição	Valor mais provável	Média	Desvio Padrão
Rayleigh	13.54	13.82	0.61

Tabela VIII-R - Valores Máximos para *Pitch* (3 h)

Distribuição	Valor mais provável	Média	Desvio Padrão
Rayleigh	14.30	14.54	0.54

Tabela VIII-S - Valores Máximos para *Roll* (3000 s)

Distribuição	Valor mais provável	Média	Desvio Padrão
Rayleigh	15.20	15.50	0.64

Tabela VIII-T - Valores Máximos para *Roll* (3 h)

Distribuição	Valor mais provável	Média	Desvio Padrão
Rayleigh	16.00	16.26	0.57

8.4 – Caso 3

Este caso tem por objetivo analisar os movimentos da monobóia IMODCO-III, que será instalada no campo de Marimbá/Piraúna – Bacia de Campos, em lâmina d'água de 120 m.

Serão analisadas as situações em que o sistema de ancoragem e a bóia encontram-se intactos e as situações em que o sistema de ancoragem apresenta uma linha rompida. Algumas situações mais críticas de serão consideradas.

8.4.1 – Condições de Análise

São definidas as seguintes condições :

1. Sistema de ancoragem e bóia intactos e aplicação de uma força de 120 t atuando na espia com o navio descarregado, amarrado a bóia correspondente a condição decenária (direção sudoeste);
2. sistema de ancoragem e bóia intactos e aplicação de uma força de 120 t atuando na espia com o navio carregado, amarrado a bóia correspondente a condição decenária (direção sul);
3. sistema de ancoragem com uma linha rompida, bóia intacta e aplicação de uma força de 120 t atuando na espia com o navio descarregado, amarrado a bóia correspondente a condição decenária (direção sudoeste);
4. sistema de ancoragem com uma linha rompida, bóia intacta e aplicação de uma força de 120 t atuando na espia com o navio carregado, amarrado a bóia correspondente a condição decenária (direção sul);

Para as situações com sistemas de ancoragem avariado, a linha rompida escolhida foi a linha mais tracionada do sistema. Para condições ambientais na direção sudoeste esta linha é a 4 e para condições ambientais na direção sul, esta linha é a 3.

8.4.2 – Dados Gerais

A Tabela VIII-A do item 8.2.1 apresenta as principais características da monobóia. Para esta nova situação apenas alguns itens foram modificados, como veremos na Tabela VIII-U:

Tabela VIII-U - Características da Monobóia

Peso total (kN)	2683
Posição vertical CG acima da base (m)	2.42
Calado (m)	2.85

A nova composição das linhas de ancoragem é dada pela Tabela VIII-V:

Tabela VIII-V - Composição das Linhas de Ancoragem

Tipo	Amarra
Comprimento (m)	700
Diâmetro nominal (mm)	76
Diâmetro hidrodinâmico (mm)	114
Peso submerso (kN/m)	1.135
EA (kN)	502272.00
C_d	1.00
C_m	2.00

O casco foi representado pelo mesmo modelo utilizado na situação anterior (Figuras VIII-3, VIII-4 e VIII-5 do item 8.2.2).

8.4.3 – Modelação das Linhas

Baseado nos dados da Tabela VIII-V e utilizando o pré processador do programa ANFLEX - PREANF, foi possível obter os valores das pré-tensões das linhas no ponto de conexão e montar parte do arquivo de dados composto pela configuração em catenária das linhas de ancoragem (os azimutes são medidos no sentido anti-horário). Estes dados são mostrados na Tabela VIII-W:

Tabela VIII-W - Dados obtidos do PREANF

Linha	Conexão x (m)	Conexão y (m)	Conexão z (m)	Azimute (°)	Ang. de topo (c/hor) (°)	Tração hor. (kN)	Tração vert. (kN)	Tração total (kN)
1	3.441	-4.914	117.5	55	50.7	453	371	585
2	-2.535	-5.437	117.5	115	50.7	453	371	585
3	-5.977	-0.522	117.5	175	50.7	453	371	585
4	-3.441	4.914	117.5	235	50.7	453	371	585
5	2.535	5.437	117.5	295	50.7	453	371	585
6	5.977	0.522	117.5	355	50.7	453	371	585

As linhas de ancoragem foram discretizadas em 140 elementos de treliça de 5 m de comprimento cada.

A Figura VIII-29 mostra um esquema geral do modelo para as condições 1 e 2 de análise e a Figura VIII-30 para as condições 3 e 4. A Figura VIII-31 mostra a discretização de uma linha de ancoragem.

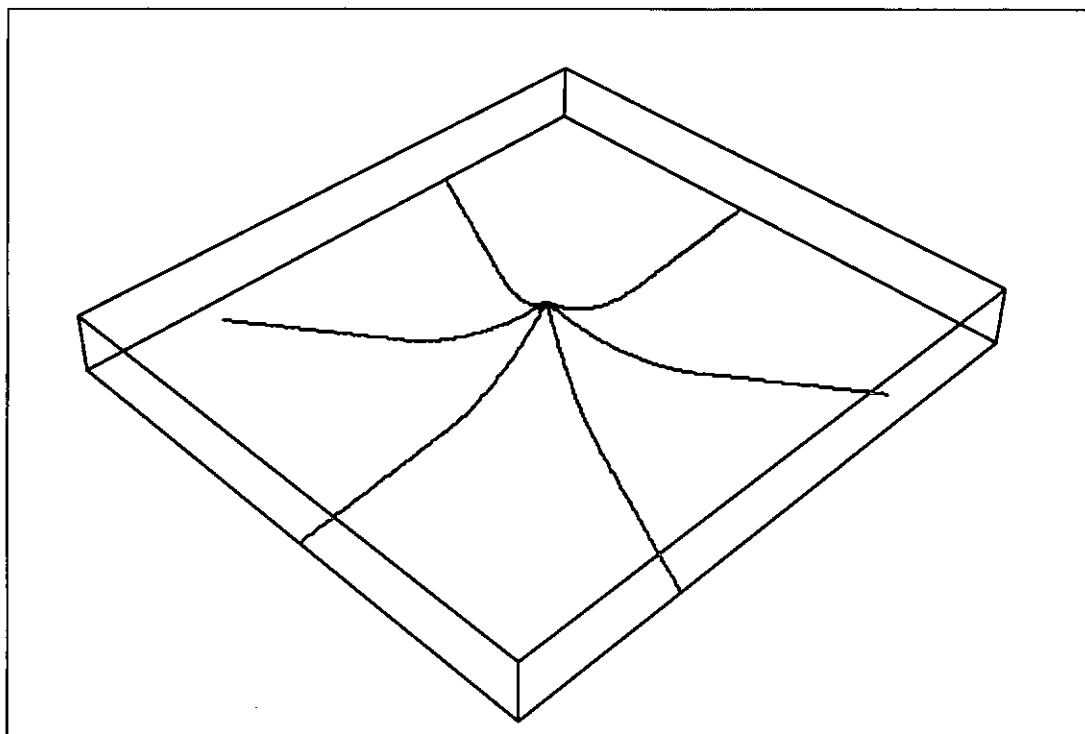


Figura VIII-29 - Esquema das Linhas de Ancoragem para as condições 1 e 2 (linhas intactas)

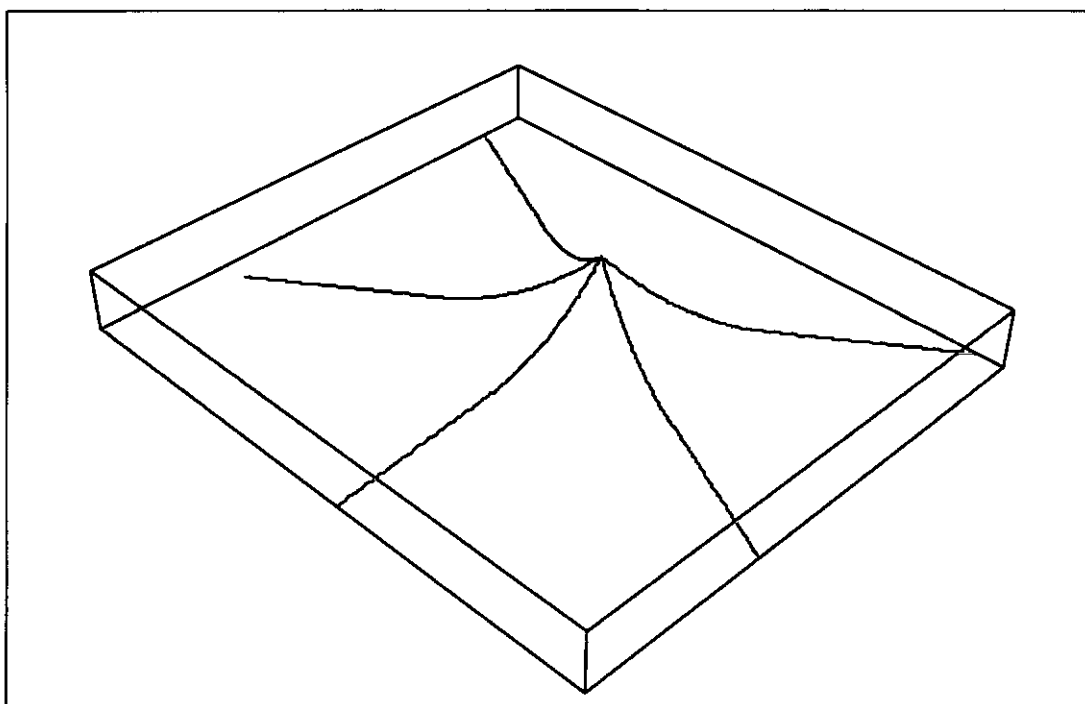


Figura VIII-30 - Esquema das Linhas de Ancoragem para as condições 3 e 4 (linha rompida)

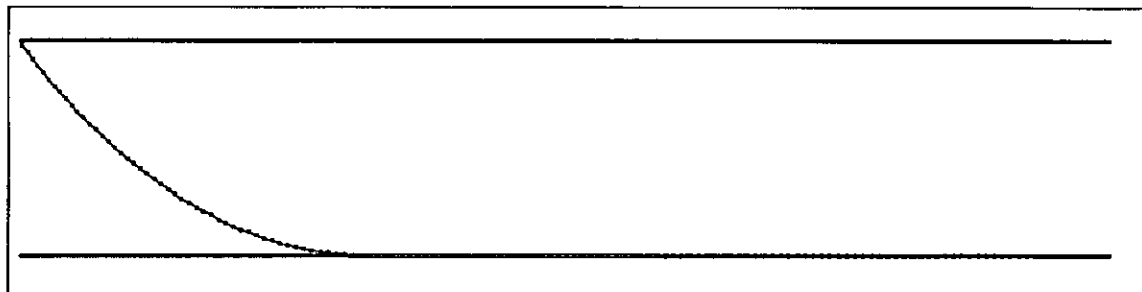


Figura VIII-31 - Linha de Ancoragem discretizada em elementos de treliça

8.4.4 - Dados Ambientais

Neste caso foram consideradas duas condições para o navio aliviador e uma espia de 90m de comprimento:

- a) força de 120 t na espia (navio descarregado - direção Sudoeste);

As seguintes condições ambientais decenárias foram consideradas :

- Onda (SW): $H_s = 4.7\text{m}$ e $T_z = 9.2\text{s}$;
- Vento (SW): 23.34m/s ;
- Correnteza (NE): 1.44m/s (na superfície) - perfil triangular.

- b) força de 120 t na espia (navio carregado - direção Sul);

As seguintes condições ambientais decenárias foram consideradas:

- Onda (S): $H_s = 5.2\text{m}$ e $T_z = 9.6\text{s}$;
- Vento (S): 23.35m/s ;
- Correnteza (N): 1.04m/s (na superfície) - perfil triangular.

A direção de incidência das cargas é mostrada nas Figuras VIII-32 e VIII-33.

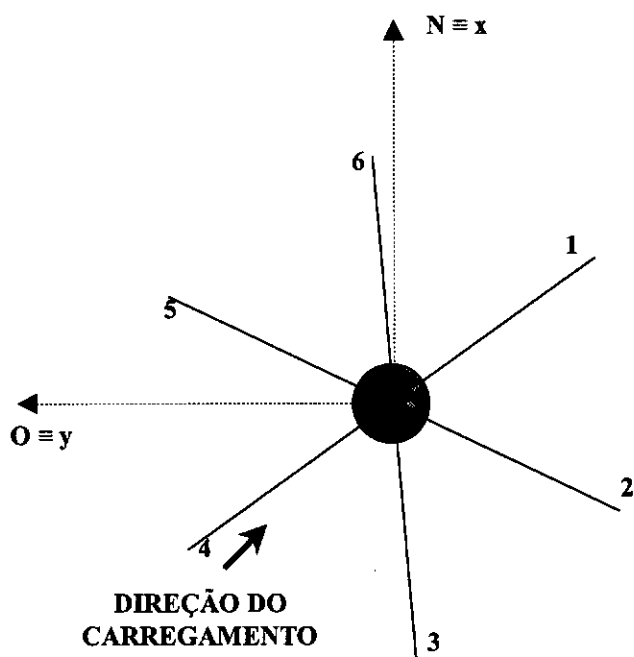


Figura VIII-32 - Direção de incidência das cargas para as condições 1 e 3

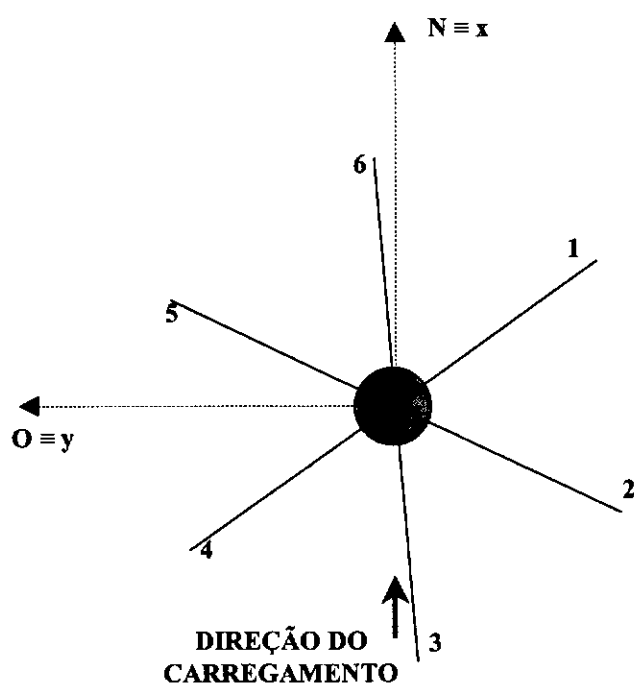


Figura VIII-33 - Direção de incidência das cargas para as condições 2 e 4

8.4.5 - Resultados Dinâmicos

A Tabela VIII-X mostra os resultados obtidos no modelo numérico para o Caso 3 sob as condições 1, 2, 3 e 4.

Tabela VIII-X - Resultados

Parâmetro	Condição 1		Condição 2		Condição 3		Condição 4	
	Méd	D. Pad	Méd	D. Pad	Méd	D. Pad	Méd	D. Pad
Surge (m)	9.19	3.73	13.14	5.14	18.41	2.32	31.41	2.69
Heave (m)	0.94	1.04	0.75	1.05	1.38	0.95	1.12	1.01
Sway (m)	-8.81	3.79	-0.01	0.16	-24.4	2.35	2.26	1.64
Roll (°)	-4.96	2.27	0.00	0.03	-7.61	2.05	0.72	0.61
Yaw (°)	-0.20	0.72	0.00	0.04	-0.51	1.68	0.13	1.47
Pitch (°)	-6.03	2.41	-9.70	3.27	-7.00	2.06	-13.1	3.12

Para as condições intactas, as médias dos movimentos de *surge* e *pitch* mostraram-se maiores para o navio carregado, e a média do movimento de *heave* mostrou-se maior para o navio descarregado. Observa-se o mesmo para as condições com uma linha rompida.

8.4.6 - Estimativa de Valores Máximos Extremos

Uma estimativa de valores máximos (ajuste de Weibull, pois os sinais de resposta apresentam carácter não-gaussiano) para as condições mais desfavoráveis, nos casos de linhas intactas e uma linha rompida, para os movimentos de *Surge* e *Pitch* (direção SUL - condições 2 e 4, respectivamente) e *Heave* (direção SUDOESTE - condições 1 e 3, respectivamente) são apresentadas na Tabela VIII-Z para 3 horas de simulação.

Tabela VIII-Z - Valores máximos esperados para os movimentos da monobóia

Parâmetro	Valor mais provável	Média	Desvio Padrão
Linhas intactas			
Surge (m) - c. 2	36.33	37.66	2.95
Heave (m) - c. 1	5.10	5.31	0.47
Pitch (°) - c. 2	-21.98	-22.47	1.08
Linha Rompida			
Surge (m) - c. 4	42.63	43.14	1.11
Heave (m) - c. 3	4.71	4.84	0.29
Pitch (°) - c. 4	-24.84	-25.31	1.04

CAPÍTULO IX

CONSIDERAÇÕES FINAIS

9.1 - Conclusões

A análise de movimentos de monobóias tem sido alvo de interesse crescente da Petrobras devido a grande utilização destes terminais em águas cada vez mais profundas.

No presente estudo foram realizados testes numéricos visando analisar o comportamento típico de uma monobóia utilizando o programa PROSIM-E, comparando seus resultados com os de ensaios de laboratório. Foram também analisados os casos reais em que a monobóia IMODCO III esteve instalada e ainda seria instalada.

- De um modo geral, o modelo numérico se mostrou satisfatório para representar o comportamento de uma monobóia.
- Comparando os casos 1 e 3, nota-se que a média dos movimentos no plano horizontal da monobóia (*surge* e *sway*) diminuem à medida em que a lâmina d'água diminui, sendo que nos dois casos o navio encontra-se conectado à monobóia, com uma força média semelhante em cada espia.
- Nota-se também que a média dos movimentos rotacionais (*pitch* e *roll*) aumentam à medida em que se diminui a lâmina d'água, mas os desvios padrões, ao contrário, diminuem nesta mesma condição. Com isso, pode-se supor que o aumento da profundidade é um fator desfavorável aos efeitos dinâmicos, tornando bruscos os movimentos de *pitch* e *roll*.

- Apesar da média dos movimentos de *pitch* e *roll* no caso 2 apresentarem valores altos, seu desvio padrão foi considerado pequeno, concluindo-se que com a monobóia desconectada do navio aliviador, seus movimentos rotacionais são considerados mais suaves.
- Nos casos em que a monobóia apresenta-se conectada ao navio aliviador através da espia os desvios padrões de seus movimentos rotacionais mostram-se altos, caracterizando movimentos acentuados.
- Observa-se ainda a influência do passeio horizontal nos movimentos de *pitch* e *roll*, cujas frequências baixas, como mostrado nos espectros de respostas destes movimentos, coincidem com as frequências mais baixas dos movimentos de *surge* e *sway*.
- As respostas dos movimentos da monobóia desconectada do navio aliviador apresentam caráter gaussiano, enquanto os movimentos da monobóia conectada ao navio aliviador através da espia apresentam movimentos de caráter não-gaussiano.
- De um modo geral, nota-se que os movimentos de *roll* e *pitch* têm uma amplitude elevada, devendo por isso, ser feita uma análise rigorosa da fadiga do *bending-stiffener* ou ser utilizado algum outro tipo de estrutura na conexão do *riser* com a monobóia (uma junta universal por exemplo) fazendo com que estes movimentos pronunciados não interfiram na flexão do *riser*.

9.2 - Desenvolvimentos Futuros

Na busca de um modelo mais real para a simulação dos casos analisados, deve-se prosseguir esta pesquisa basicamente nas seguintes linhas:

- Discretizar os *risers* por elementos de pórtico de modo que os problemas de convergência (causados por elementos próximos à verticalidade no ponto de contato com o fundo do mar) sejam sanados.
- Implementar no modelo hidrodinâmico do programa PROSIM-E uma subrotina que leve em consideração os esforços devido aos momentos que surgem no fundo da monobóia, para que as respostas de *pitch* e *roll* sejam mais bem representadas, podendo neste caso, criarmos um modelo mais simplificado para a unidade flutuante, não precisando recorrer a elementos cilíndricos artificiais (como as "patas" usadas nesta Tese).
- Fazer um estudo rigoroso sobre as forças hidrodinâmicas presentes no fundo da monobóia para o cálculo preciso dos coeficientes C_{dx} e C_{mx} relacionados ao deslocamento de uma placa plana submersa.

9.2.1 - Novos Desenvolvimentos em Modelos Acoplados

Visando prosseguir no desenvolvimento destes tipos de programas pretende-se desenvolver o programa PROSIM-D, baseado em um modelo com acoplamento dinâmico completo, que trata simultaneamente o casco, os *risers* e as linhas de ancoragem em uma mesma análise dinâmica não-linear, considerando adequadamente todos os efeitos não-lineares e dinâmicos decorrentes do acoplamento entre estes componentes. Portanto, fica evidente a importância do desenvolvimento e utilização de modelos acoplados completos na análise de unidades flutuantes ancoradas em geral.

Como a única razão de ser da utilização de modelos desacoplados reside em seus baixos custos computacionais, para viabilizar a utilização de um modelo acoplado em

atividades de projeto é essencial reduzir seus requisitos de tempo de processamento. O desenvolvimento de algoritmos e estratégias otimizados para uma análise não-linear dinâmica se constitui portanto em um dos aspectos mais importantes na implementação de modelos acoplados.

Com isso, pretende-se disponibilizar a utilização do programa resultante em microcomputadores ou estações de trabalho usualmente encontradas no mercado, dispendendo tempos de CPU razoáveis, portanto sem a necessidade de se dispor de “supercomputadores” ou “computadores de alto desempenho”. Observa-se que tal objetivo não poderá ser alcançado com a pura e simples combinação de softwares pré-existentes (por exemplo combinando um programa de análise de movimentos como o SIMO com um programa de análise estrutural como o RIFLEX), mas sim concentrando esforços no desenvolvimento e otimização de algoritmos de análise.

Por exemplo, para alcançar maior eficiência computacional na análise de unidades flutuantes ancoradas por linhas de poliéster, pode-se levar em conta que tal material tem baixo peso, e o peso total do conjunto de linhas é muito inferior ao peso do flutuante. Assim, pode-se considerar que as forças inerciais da linha são muito menores do que as forças de restauração, e desta forma o acoplamento pode ser feito apenas em termos de forças, no lado direito do sistema de equações de equilíbrio dinâmico. Isto leva a um algoritmo computacionalmente muito mais eficiente.

Como resultado destes esforços, pode-se imaginar um cenário onde modelos acoplados não ficariam limitados apenas para a verificação de alguns casos isolados, ou para estimar o coeficiente de amortecimento que representaria as linhas na análise isolada do flutuador; ao contrário, poderiam ser empregados em atividades de projeto, incluindo por exemplo análises de fadiga e confiabilidade estrutural, onde um módulo gerenciador dispara tantas análises dinâmicas não-lineares quantas forem necessárias para compor uma amostragem suficiente para efetuar o tratamento estatístico dos resultados.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] SBM Offshore Systems. *Catálogo Single Buoy Moorings Inc*
- [2] LEVI, C., FERNANDES, A. C., *Hidrodinâmica da Monobóia*. In: Análise de Falha de Riser Flexível em Monobóia a 875m de profundidade, na Bacia de Campos, COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, 1999.
- [3] JACOB, B. P., EBECKEN, N. F. F., "Concepções Estruturais e Modelos Numéricos na Exploração de Petróleo em Águas Profundas". In: *IV Seminário sobre Elementos Finitos e Métodos Numéricos em Engenharia*, pp. 45-65, Juiz de Fora, Outubro 1996.
- [4] BOENING, D. E., HOWELL, E. R., " Lena Guyed Tower Project Overview". *Offshore Technology Conference - OTC 4649*, 1984.
- [5] "Campo de Roncador: o gigante despertou", *Revista Petrobras*, n. 57, pp. 8-11, Mar/Abr. 1999.
- [6] Programa PROSIM: *Simulação Numérica do Comportamento de Unidades Flutuantes Ancoradas através de Modelos Acoplados*, COPPE/UFRJ - Programa de Engenharia Civil, fevereiro 1998.
- [7] API-RP-2SK, *Recommended Practice for Design and Analysis of Stationkeeping Systems for Floating Structures*, American Petroleum Institute, 2nd edition, December 1996.
- [8] SBM Offshore Systems. *Catálogo CALM - Catenary Anchor Leg Mooring*.
- [9] IMODCO - The Offshore Marine Company. *Catálogo CALM - Catenary Anchor Leg Mooring*.

- [10] SANTOS, C. M. P. M., *Análise de Risers e Linhas de Ancoragem*. Tese de M.Sc., COPPE/UFRJ - Programa de Engenharia Civil, Rio de Janeiro, 1998.
- [11] ORMBERG, H., FYLLING, I. J., LARSEN, K., *et al*, "Coupled Analysis of Vessel Motion and Riser System Dynamics". In: *OMAE 1997- Offshore Technology ASME*, v. I-A, 1997.
- [12] MOURELLE, M. M., GONZALES, H. C., *Programa Anflex - Curso de Utilização*, CENPES/SUPEN/DIPREX/SEDEM, agosto 1991.
- [13] COOK, R. D., MALKUS, D. S., PLESHA M. E., *Concepts and Applications of Finite Element Analysis*, 3rd edition, John Wiley & Sons, 1989.
- [14] RODRIGUES, M. V., *Uma Estratégia Semi-Implicita para a Solução de Problemas de Dinâmica Estrutural*. Tese de M.Sc., COPPE/UFRJ - Programa de Engenharia Civil, Rio de Janeiro, 1998.
- [15] SENRA, S. F., *Simulação Numérica da Colisão de Colunas de Riser com as Linhas de Ancoragem na Exploração de Petróleo Offshore*. Tese de M.Sc., COPPE/UFRJ - Programa de Engenharia Civil, Rio de Janeiro, 1998.
- [16] BATHE, K. J., *Finite Element Procedures*, Prentice Hall, 1996.
- [17] CRISFIELD, M. A., *Nonlinear Finite Elements Analysis of Solids and Structures*, John Wiley & Sons, v. 1, 1991.
- [18] WOOD, R. D. e ZIENKIEWICZ, O. C., *Geometrically Nonlinear Finite Element Analysis of Beams, Frames, Arches and Axisymmetric Shells*, Computers & Structures, v. 7, pp. 725-735, 1977.

- [19] JACOB, B. P., EBECKEN, N. F. F., GOMES, M. G. F. M., *Numerical simulation 'pull-in' operation in submarine pipelines*, Engineering Structures, v. 19, n. 10, pp. 868-876, 1997.
- [20] PAULLING, J. R., *TDSIM 6 - Theory and User Guide*, 1992
- [21] MEIROVITCH, L., *Methods of Analytical Dynamics*, McGraw-Hill Book Company, 1970.
- [22] WHELLER, J. D., *Method for Calculating Forces Produced for Wave-Body Interactions*, Massachusetts Institute of Tecnology Department of Ocean Engeneering-MIT, 1991.
- [23] ALVES, L. H. M., *Análise Dinâmica dos Tendões de uma Plataforma de Pernas Atirantadas*, Tese de M.Sc, COPPE/UFRJ - Programa de Engenharia Civil, Rio de Janeiro, 1996.
- [24] American Petroleum Institute (API), *Recommended Practice for Planning, Design and Construction Fixed Offshore Platforms, Working Stress Design*, 20th edition, 1991.
- [25] ZURITA, B. I. G., *Análise Estatística de Valores Extremos de Séries Temporais Gaussianas e Não Gaussianas*. Tese de M.Sc., COPPE/UFRJ - Programa de Engenharia Civil, Rio de Janeiro, 1999.
- [26] SAGRILO, L. V. S., *Variáveis Aleatórias e Distribuições de Probabilidades* - Notas de aula: Confiabilidade Estrutural, PEC/COPPE/UFRJ.
- [27] SAGRILO, L. V. S., *Programa Weibull*
- [28] SAGRILO, L. V. S., *Programa Possinal*

- [29] Marintek, *Model Tests of Deep Water CALM Buoy*. Report to Imodco International, 1989.
- [30] FALKENBERG, E., *SIMO - User's Manual*. Marintek, 1994.
- [31] ANFLEX - *Análise Não-Linear de Risers e Linhas de Ancoragem - Versão 2.1* - PETROBRÁS/CENPES
- [32] MOURELLE, M. M., *Análise Dinâmica do Riser de Exportação para a Monobóia de Marlim p-26*, CENPES/SUPEN/DIPREX/SEDEN, julho 1997.
- [33] *Metoccean, Soil data and Bathymetry*, Technical Specification - Henrique Dias P-33, CENPES/SUPEN.