



ESTIMATIVA DOS MOVIMENTOS INDUZIDOS POR VÓRTICES EM
PLATAFORMAS FLUTUANTES ATRAVÉS DE UM OSCILADOR DO TIPO VAN
DER POL

Thiago Ângelo Gonçalves de Lacerda

Tese de Doutorado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil, COPPE, da Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Doutor em Engenharia Civil.

Orientador: Gilberto Bruno Ellwanger

Rio de Janeiro
Novembro de 2011

ESTIMATIVA DOS MOVIMENTOS INDUZIDOS POR VÓRTICES EM
PLATAFORMAS FLUTUANTES ATRAVÉS DE UM OSCILADOR DO TIPO VAN
DER POL

Thiago Ângelo Gonçalves de Lacerda

TESE SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DO INSTITUTO ALBERTO LUIZ
COIMBRA DE PÓS-GRADUAÇÃO E PESQUISA DE ENGENHARIA (COPPE) DA
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS
REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE DOUTOR EM
CIÊNCIAS EM ENGENHARIA CIVIL.

Examinada por:

Prof. Gilberto Bruno Ellwanger, D.Sc.

Dra. Elizabeth Frauches Netto Siqueira, D.Sc.

Dr. Isaías Quaresma Masetti, D.Sc.

Prof. Roberto Fernandes de Oliveira, D.Sc.

Prof. Murilo Augusto Vaz, Ph.D.

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL

NOVEMBRO DE 2011

Lacerda, Thiago Ângelo Gonçalves de

Estimativa dos Movimentos Induzidos por Vórtices em Plataformas Flutuantes através de um Oscilador do tipo Van der Pol / Thiago Ângelo Gonçalves de Lacerda. – Rio de Janeiro: UFRJ/COPPE, 2011.

XVI, 99 p.: il.; 29,7 cm.

Orientador: Gilberto Bruno Ellwanger

Tese (Doutorado) – UFRJ/ COPPE/ Programa de Engenharia Civil, 2011.

Referências Bibliográficas: p. 92-99.

1. Análise Dinâmica. 2. Interação Fluido-Estrutura. 3. Fadiga. I. Ellwanger, Gilberto Bruno. II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, COPPE, Programa de Engenharia Civil. III. Título.

*Aos meus pais, amigos e mestres
que me auxiliaram ao longo
de todo o percurso.*

*O único lugar do universo onde o sucesso
vem antes do trabalho é no dicionário.
(Albert Einstein)*

AGRADECIMENTOS

Agradeço ao meu pai Idarcy Gonçalves de Lacerda, minha inspiração para entrar na engenharia. Agradeço aos inúmeros ensinamentos e o carinho, mesmo que você não esteja mais aqui, suas palavras serviram de apoio e incentivo ao longo de todo percurso.

À minha mãe, Maria Alaide Ângelo Cavalcanti, pelos ensinamentos, pelo carinho, pelo apoio. Certamente sem o seu apoio incondicional esta tese não seria possível.

Aos meus amigos do Colégio Santo Agostinho (oficiais e agregados), à Thiago Paulo Menezes e à Cristiano Santos de Aguiar, companheiros de tantos momentos de alegria e de tristeza. Presentes em todos os principais momentos, sempre prontos a aconselhar, companheiros dessa louca caminhada que é a vida. Mais do que amigos, são irmãos que encontrei.

À todos da “Família” do Laboratório de Análise e Confiabilidade de Estruturas Offshore (LACEO) em especial aos amigos da “Baia 206” Victor Milanez e Wallace Brito, e também à Felipe Matos, Luciene Alves, Hewert Braga, Ricardo Pereira, Ricardo Caldeira e Ana Cristina. A presença de vocês faz os dias serem muito mais alegres.

Aos amigos Luis Volnei Sudati Sagrilo e Marcos Queija de Siqueira, obrigado pelos ensinamentos, pela confiança e a oportunidade de trabalhar em um local tão desafiador. O convívio com vocês é um aprendizado contínuo.

Ao orientador Gilberto Bruno Ellwanger que mais do que orientador, é um amigo. Responsável por eu estar no LACEO. Obrigado pela vontade e interesse demonstrados ao longo de todo o trabalho; por buscar enriquecer ao máximo esta tese; pessoa sem a qual esta tese não seria possível.

À todos vocês, deixo o pensamento de Francis Bacon: “Não há solidão mais triste e pungitiva do que a do homem sem amigos. A falta deles faz com que o mundo pareça um deserto. Aquele que é incapaz de amizade tem mais de irracional que de homem”.

Ao CNPq, que forneceu o suporte financeiro para a realização deste trabalho e à PETROBRAS pelos dados gentilmente cedidos.

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

ESTIMATIVA DOS MOVIMENTOS INDUZIDOS POR VÓRTICES EM
PLATAFORMAS FLUTUANTES ATRAVÉS DE UM OSCILADOR DO TIPO VAN
DER POL

Thiago Angelo Gonçalves de Lacerda

Novembro/2011

Orientador: Gilberto Bruno Ellwanger

Programa: Engenharia Civil

Este trabalho tem por objetivo propor o uso de uma metodologia numérica baseada no domínio do tempo para avaliar problemas de movimentos induzidos por vórtices (VIM) em unidades flutuantes. Estes movimentos podem afetar a vida útil dos risers conectados a plataforma. A natureza do fenômeno sugere que o comportamento do fluido possa ser representado por um simples oscilador não linear e auto excitado; desta forma, o modelo aqui descrito utiliza uma equação do tipo Van der Pol com uma variável que representa o fluido para descrever os efeitos deste fenômeno. Uma das grandes vantagens deste método é o seu baixo custo computacional quando comparado com metodologias que utilizem CFD.

Neste trabalho, será apresentada uma metodologia numérica voltada para a estimativa do VIM sobre plataformas do tipo monocoluna e semi-submersível, a qual foi implementados em programa de análise dinâmica não linear para um corpo rígido com 6 (seis) graus de liberdade.

Esta implementação cria uma ferramenta que combine baixo custo computacional e precisão nos resultados satisfatórios para avaliação do fenômeno de VIM, capaz de ser utilizada no projeto das estruturas como risers e linhas de ancoragem.

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

EVALUATION OF VORTEX INDUCED MOTIONS IN FLOATING PLATFORMS
USING A VAN DER POL TYPE OSCILLATOR

Thiago Angelo Gonçalves de Lacerda

November/2011

Advisor: Gilberto Bruno Ellwanger

Department: Civil Engineering

The thesis main objective is the proposal of a numerical method based on a time domain methodology in order to aid in problems involving Vortex Induced Motions (VIM) on floating units. These motions could increase significantly the fatigue damage on risers connected to the platform. The nature of the phenomenon suggests that the behavior of the fluid could be represented by a simple nonlinear and self excited oscillator, the model described here uses a Van der Pol equation type with a variable that represents the fluid to describe the forces of this phenomenon. One of the great advantages of this method is its low computational cost when compared to other methods that uses Computational Fluid Dynamics (CFD). This work will present a numerical tool devoted to evaluate the VIM acting on monocolumn or semi-submersible platforms, this model was implemented in a nonlinear dynamic analysis program with a 6 (six) degrees of freedom rigid body. The purpose of this program, is to create a tool that combines low computational cost with high accuracy of results that can be used in the design of offshore structures such as risers and mooring lines, assisting in the VIM phenomenon consideration.

Índice

CAPÍTULO 1. INTRODUÇÃO E MOTIVAÇÃO.....	1
CAPÍTULO 2. UNIDADES DE PRODUÇÃO SUJEITAS AO VIM	7
2.1 SEMI-SUBMERSÍVEL	8
2.2 TLP (TENSION LEG PLATFORM)	10
2.3 SPAR	12
2.4 MONOCOLUNA.....	15
CAPÍTULO 3. MOVIMENTOS INDUZIDOS POR VÓRTICES (VIM).....	17
3.1 INTRODUÇÃO – VIM VERSUS VIV	17
3.2 O FENÔMENO DE DESPRENDIMENTO DE VÓRTICES	19
3.3 FORMAÇÃO DOS VÓRTICES.....	21
3.4 FORÇAS ENVOLVIDAS	27
CAPÍTULO 4. MÉTODO NUMÉRICO-EMPÍRICO PARA ESTIMATIVA DO VIM.....	31
4.1 MODELO NUMÉRICO DO FENÔMENO	31
4.2 - PARTICULARIDADES DA MODELAGEM.....	36
4.2.1 Modelagem do Fenômeno de VIM in-line.....	38
4.3 CONSIDERAÇÃO DO EFEITO DE SOMBRA.....	41
4.3.1 Modelagem Numérica do efeito de Sombra.....	42
4.4 PROGRAMA DESENVOLVIDO EM FORTRAN.....	43
4.4.1 Unidades Flutuantes Aceitas pelo Programa	44
4.4.2 Cálculo da Matriz de Rigidez (Condições de Contorno).....	44
4.4.3 Introdução Teórica ao Cálculo de Catenárias	48
4.4.4 Cálculo da Matriz de Massa	55
4.4.5 Cálculo da Matriz de Amortecimento	56
4.4.6 Análise Não Linear	57
4.4.7 Algoritmo de Newmark.....	58
CAPÍTULO 5. ANÁLISES NUMÉRICAS	62
5.1 EXEMPLOS DE VALIDAÇÃO DO MODELO NUMÉRICO	62
5.1.1 Calibração dos Coeficientes da Equação de Van der Pol.....	65
5.2 COMPARAÇÃO COM OS RESULTADOS OBTIDOS ATRAVÉS DE UM ENSAIO EXPERIMENTAL DE UMA PLATAFORMA DO TIPO MONOCOLUNA	68
5.3 CALIBRAÇÃO E VALIDAÇÃO DO MODELO NUMÉRICO PROPOSTO PARA ANÁLISE DE PLATAFORMAS SEMI-SUBMERSÍVEIS.	71
5.4 ANÁLISE DE UMA SEMI-SUBMERSÍVEL SUBMETIDA A CARREGAMENTOS DE VÁRIAS DIREÇÕES.....	75
5.4.1 Calibração dos Coeficientes da Equação de Van der Pol.....	76

5.4.2 <i>Análises Realizadas</i>	77
5.5 ANÁLISE COMPARATIVA COM UM MODELO CFD	82
CAPÍTULO 6. COMENTÁRIOS FINAIS.....	87
6.1 CONCLUSÕES	88
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	92

Índice de Figuras

Figura 1.1 – Vórtice em formação.....	3
Figura 1.2 – Contribuição no dano a Fadiga do TDP de um SCR	3
Figura 2.1 – Principais sistemas utilizados na indústria offshore [Offshore Magazine 2011]	7
Figura 2.2 – Exemplo de uma plataforma semi-submersível.....	9
Figura 2.3 – Exemplo de uma unidade EDS (MATHEW, 2011)	10
Figura 2.4 – TLP Ram Powell (Shell) – Profundidade 1100 metros.....	11
Figura 2.5 – Exemplo de uma plataforma do tipo TLP (Fonte: http://globalsecurity.org).....	12
Figura 2.6 – Três principais tipos de plataforma <i>Spar</i>	13
Figura 2.7 – Plataforma <i>Spar</i> Clássica.....	14
Figura 2.8 – Exemplo esquemático de plataformas <i>Truss e Cell Spar</i> [IRANI]....	15
Figura 2.9 – Exemplo de Monocoluna [http://www.kromav.com.b].....	16
Figura 3.1 – Camada Limite – MARTINS(1989).....	20
Figura 3.2 – Esteira de vórtices sobre um cilindro- MARTINS(1989)	20
Figura 3.3 – Relação entre o número de Reynolds e a formação da esteira de vórtices	21
Figura 3.4 – Escoamento entorno de um cilindro- MARTINS(1989)	22
Figura 3.5 – Par de vórtices estacionários – MARTINS(1989).....	23
Figura 3.6 – Esteira de <i>Von Karman</i> – FRANCISS(1999).....	23
Figura 3.7 – Simulação numérica da esteira de <i>Von Karman</i> – LOPES(2006).....	24
Figura 3.8 –Relação entre o número de <i>Reynolds</i> e o número de <i>Strouhal</i> – BLEVINS(2001).....	25
Figura 3.9 – Região de Lock-in proposta por Blevins(2001)	26
Figura 3.10- Padrões de vórtices distintos ao longo de uma estrutura esbelta – LOPES(2006).....	27
Figura 3.11 – Esquema das forças envolvidas	27
Figura 3.12 – Força de sustentação e de arrasto	29
Figura 4.1 – Volume de Controle.....	32

Figura 4.2 - Diferenças entre o casco da monocoluna e da semi-submersível....	41
Figura 4.3 - Diferenças no número de esteiras de vórtices da Monocoluna, Semi-Submersível com aproamento de 0° e com aproamento de 45°	42
Figura 4.4 - Regiões de Sombra em uma Plataforma Semi-Submersível.....	43
Figura 4.5 - Projeção Vetorial para obtenção da Região de Sombra.....	43
Figura 4.6 - Exemplo de um arranjo de um corpo com mais de um cilindro....	44
Figura 4.7 - Desenho Esquemático de uma linha em catenária e um trecho infinitesimal.....	49
Figura 5.1 - Comparação entre os resultados obtidos para o exemplo de Monocoluna.....	66
Figura 5.2 - Comparação entre os resultados obtidos para o exemplo de riser .	67
Figura 5.3- Vista do modelo do ensaio.....	68
Figura 5.4 - Comparação entre os resultados numéricos e experimentais - conjunto de molas 1.....	70
Figura 5.5 - Comparação entre os resultados numéricos e experimentais - conjunto de molas 2.....	70
Figura 5.6 - Comparação entre os resultados numéricos e experimentais - conjunto de molas 3.....	71
Figura 5.7 - Arranjos ensaiados, com aproamentos a 0° e a 45°.....	72
Figura 5.8 - Comparação entre as Amplitudes Adimensionais obtidas no ensaio experimental e no numérico.....	74
Figura 5.9 - Comparação entre as Amplitudes Adimensionais obtidas no ensaio experimental e no numérico.....	75
Figura 5.10 - Desenho esquemático dos Arranjos ensaiados, com aproamentos a 0° e a 45°.....	76
Figura 5.11 - Resultados do programa para o aproamento de 0 graus	78
Figura 5.12 - Resultados do programa para o aproamento de 15 graus	78
Figura 5.13 - Resultados do programa para o aproamento de 30 graus	79
Figura 5.14 - Resultados do programa para o aproamento de 45 graus	80
Figura 5.15 - Amplitude de Vibração In-Line Obtida pelo programa.....	81
Figura 5.16 - Dimensões do Modelo Ensaiado (KIM,2011).....	84

Figura 5.17 - Ensaio de Decaimento da TLP - KIM(2011)	85
Figura 5.18 - Comparação entre os Resultados Experimentais, Van der Pol e CFD	85

Índice de Tabelas

Tabela 5.1 - Propriedade dos Exemplos de Validação.	64
Tabela 5.2 – Propriedades Físicas do Modelo Ensaiado(GONÇALVES - 2009) .	68
Tabela 5.3- Dados do modelo ensaiado (SENRA - 2010)	72
Tabela 5.4- Dados do modelo ensaiado pela USP (GONÇALVES, 2011).....	76
Tabela 5.5- Dados do modelo ensaiado por MAGEE(2011)	84
Tabela 5.6 – Comparação entre o Erro Quadrático Médio em Relação ao Ensaio	86

NOMENCLATURA

A/D – Amplitude Adimensional

C – Matriz de Amortecimento

C_D – Coeficiente de Arrasto

C_L – Coeficiente de Sustentação

D – Diâmetro Hidrodinâmico

f_s – Frequência de Strouhal

FPSO – Floating, Production, Storage and Offloading

SCR – Steel Catenary Riser

TLP – Tension Leg Platform

K – Matriz de Rigidez

M – Matriz de Massa

Re – Número de Reynolds

S_t – Número de Strouhal

TLP – *Tension Leg Platform*

T_n – Período Natural

U – Vetor de deslocamentos

$\dot{\mathbf{U}}$ - Primeira derivada no tempo do vetor de deslocamentos

$\ddot{\mathbf{U}}$ - Segunda derivada no tempo do vetor de deslocamentos

V_C – Velocidade de Corrente

V_{XC} – Velocidade do corpo na direção do fluxo

V_{YC} – Velocidade do corpo na direção transversal ao fluxo

VIM – Movimentos Induzidos por Vórtices (*Vortex Induced Motions*)

VIV – Vibrações Induzidas por Vórtices (*Vortex Induced Vibrations*)

VR – Velocidade Reduzida

ρ_w – Massa Específica da água

ν – Viscosidade Cinemática do Fluido

Capítulo 1.

Introdução e Motivação

Atualmente, a necessidade crescente de se produzir uma quantidade maior de hidrocarbonetos para atender a demanda levou à busca e à descoberta de novos campos petrolíferos. Como as reservas brasileiras e alguns dos principais campos de exploração e produção (exploração) encontram-se no mar, o estudo do comportamento de estruturas *offshore* sob as diversas condições ambientais é fundamental para a viabilização do uso dessas estruturas e o pleno aproveitamento dessas reservas. Com o avanço e aprimoramento das técnicas utilizadas, foi possível atingir águas cada vez mais profundas. Assim, foi preciso buscar soluções que possibilitassem a exploração destes campos petrolíferos, já que as estruturas convencionais (plataformas fixas de aço) possuíam um limite técnico-econômico em torno de 400 m.

Uma das soluções adotada pela PETROBRAS e por outras empresas do setor foi o uso de sistemas flutuantes (Scientific American Brasil, 2004). Estes consistem em estruturas flutuantes conectadas ao leito marinho através de cabos denominados linhas de ancoragem. Estas linhas são responsáveis por manter essas plataformas na posição necessária para perfurar ou operar os poços. Este tipo de configuração gera estruturas extremamente complacentes, ou seja, que apresentam grandes deslocamentos na presença dos carregamentos ambientais. Existem vários tipos de sistemas flutuantes, dentre eles destacam-se: os Navios FPSO's ("*Floating Production Storage Offload*"); as TLP's ("*Tension Leg Platform*"); as Semi-Submersíveis; as "*Spar Buoys*". Alguns novos conceitos vêm sendo propostos, como o caso da monocoluna-FPSO, cuja primeira unidade entrou em operação no Brasil, no campo de Piranema em 2007 em uma lâmina de, aproximadamente, 1600 metros.

Estas plataformas do tipo monocoluna caracterizam-se por possuir um casco cilíndrico de calado suficiente para reduzir a influência das forças de onda, desassociando-a da escolha da direção do carregamento. Além disso, este tipo de unidade apresenta movimentos verticais (*Heave*) menores do que uma unidade semi-submersível, facilitando a adoção de soluções como, por exemplo, o uso de *risers* de aço em catenária (SCRs).

Algumas estruturas flutuantes por possuírem geometria predominantemente cilíndrica e a complacência supracitada podem experimentar o fenômeno denominado Movimento Induzido por Vórtice (VIM – *Vortex Induced Motions*), quando submetidas ao carregamento de corrente. Simplificadamente, estes vórtices são resultado da passagem de um fluido, no caso a água do mar, através de um obstáculo (Figura 1.1), que podem surgir dependendo da velocidade do fluido, da geometria e da viscosidade do corpo na parte posterior do anteparo e se a frequência de formação destes vórtices estiver próxima da frequência natural da estrutura, esta iniciará uma vibração transversal.

Na indústria *offshore*, o fenômeno de desprendimento de vórtices é mais comumente estudado em estruturas esbeltas como dutos submarinos em vãos livres, *risers* (trecho suspenso dos dutos que conectam a plataforma ao poço) e linhas de ancoragem, onde recebe o nome de Vibrações Induzidas por Vórtices (VIV). Porém, medições recentes (KOKKINIS-2004 e SMITH-2004) e diversos ensaios (WAALS-2007, MARIN-2007, GONÇALVES-2011, MAGEE-2011, TAHAR-2011) demonstraram que as próprias plataformas poderiam sofrer este fenômeno com a passagem da corrente.

O VIM tem sido observado de forma mais proeminente em *Spars* (fonte da maioria das medições realizadas), porém muitos ensaios observaram que este fenômeno também pode ocorrer em plataformas compostas por mais de uma coluna como TLPs e semi-submersíveis. Resultados sobre isso podem ser encontrados na própria norma API RP 2SK 2005 tanto quanto em publicações de periódicos de institutos de pesquisa como o MARIN (2006-2007) e em trabalhos como o de GONÇALVES(2011), LOKEN(2004), MAGEE(2011), RIJKEN(2004-2009), TAHAR(2011), WALLS(2007), XIANG(2010), XU(2011). Além das plataformas, outras estruturas robustas como

boiões, riser towers e Risers Híbridos Auto Sustentáveis, também estão sujeitos a este fenômeno (MINGUEZ-2011).



Figura 1.1 – Vórtice em formação.

Isso tem levado cada vez mais os projetistas a estudarem formas de considerar tais movimentos, pois, devido à magnitude dos movimentos causados, estes podem afetar a vida útil das estruturas conectadas à plataforma, acelerando os danos causados por fadiga nessas estruturas. Alguns estudos acerca disso já foram publicados, onde foi observado que a participação do VIM no dano à fadiga possui a mesma ordem de grandeza do carregamento de onda e do VIV.

Na publicação de SONG et al(2006) é apresentado um cálculo da influência do VIM na fadiga de risers (SCR) conectados a uma plataforma semi-submersível de calado profundo. Pode-se observar na Figura 1.2 que a contribuição do VIM para a fadiga do riser pode ser significativa e que negligenciá-lo pode levar a fadiga muito antes do previsto.

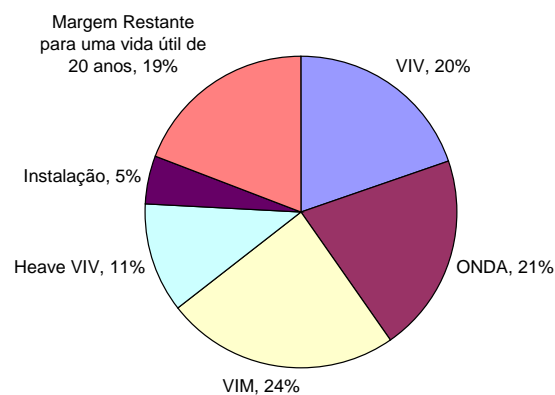


Figura 1.2 – Contribuição no dano a Fadiga do TDP de um SCR

Além disso, devido à magnitude dos movimentos causados pelo fenômeno, estes podem vir a alterar significativamente o dimensionamento das cargas extremas dos risers, pois, elevam a tração nos mesmos.

A preocupação com os possíveis efeitos desses movimentos tem voltado o foco da indústria para o problema. Isso pode ser observado pela importância dada ao assunto tanto na API RP 2SK – 2005 (norma para projeto de ancoragem de sistemas flutuantes), quanto na norma ISO 19901-7, que trata do projeto de sistemas de ancoragem para sistemas flutuantes. Ambas destacam a importância da consideração VIM, dedicando capítulos inteiros sobre sua consideração no projeto de sistemas de ancoragem, tanto nas verificações para cargas extremas, quanto para análises de dano à fadiga. Essa preocupação das normas encontra-se no fato de que o VIM pode impor movimentos com amplitude na ordem de grandeza do diâmetro da unidade flutuante, o que consiste em impor ciclos de tensão de baixa frequência nas estruturas conectadas às plataformas.

Outra característica dos Movimentos Induzidos por Vórtices que causa preocupação aos projetistas é o fato deste fenômeno poder ocorrer por um período prolongado de tempo, ao contrário de eventos extremos como tempestades ou furacões. Regiões de produção como, por exemplo, o Golfo do México, onde há a ocorrência de “*loop currents*” criam o ambiente favorável para o aparecimento do fenômeno.

Embora o VIM seja um fenômeno com grande potencial de influenciar no dimensionamento das estruturas conectadas às plataformas, não existe hoje nenhuma metodologia analítica ou numérica para a sua predição. Embora muitos estudos estejam sendo realizados, a maioria dos projetos é realizada utilizando dados obtidos através de ensaios experimentais. Porém, devido à ausência de dados em escala real não se pode garantir a escalabilidade destes experimentos (KOKKINIS-2004, API-2005 e ISO 19901-7). A busca de ferramentas computacionais que sejam capazes de considerar de forma adequada os efeitos deste fenômeno tem sido a motivação de diversos trabalhos científicos, e é uma das principais motivações dessa tese.

Dentre as várias linhas de pesquisa existentes para a predição do fenômeno de desprendimento de vórtices, uma que tem se destacado é a que faz uso de osciladores do tipo Van der Pol. Os modelos numéricos de predição de VIV baseados em osciladores

do tipo Van der Pol têm sido estudados pela comunidade acadêmica como uma alternativa ao CFD (*Computer Fluid Dynamics*). Embora modelos de CFD sejam capazes de representar com maior detalhe a interação fluido-estrutura, eles necessitam de máquinas robustas com grande número de processadores e quantidade de memória. No entanto, diversos trabalhos publicados nos últimos anos têm indicado que as metodologias com osciladores de Van der Pol podem alcançar bons resultados e com baixo custo computacional (SRINIL-2011, MATHELIN-2005, FARSHIDIANFAR-2010, BALASUBRAMANIAN-1996 E SKOP-2001). Por tratar-se de um modelo numérico empírico, este possui a necessidade de ser calibrado com resultados experimentais para que possa estimar corretamente as forças envolvidas no fenômeno.

Porém, estudos como o de LACERDA et al(2009) demonstraram que uma vez calibrado, o oscilador consegue estimar satisfatoriamente o fenômeno, mesmo quando submetido a casos de carregamento ou condições de contorno distintas para as quais ele tenha sido calibrado originalmente, bastando que sejam mantidas as propriedades geométricas e hidrodinâmicas do modelo. Estes resultados demonstram o grande potencial deste tipo de modelagem.

O foco principal deste trabalho é propor uma metodologia numérica de cálculo para a consideração do fenômeno de VIM no projeto de risers e linhas de ancoragem. Para tanto, foi desenvolvido um programa em linguagem FORTRAN 90 para análise dinâmica não linear no domínio do tempo de um corpo rígido com 6 (seis) graus de liberdade que pode estar acoplado a linhas em catenária (risers e ancoragem) ou a barras rotuladas, sendo este último utilizado para representar condições específicas de ensaios .

Este trabalho está dividido da seguinte maneira:

- No Capítulo 2 serão apresentados os principais tipos de plataformas sujeitas ao VIM.
- No Capítulo 3, o fenômeno dos movimentos induzidos por vórtices é descrito.

- No Capítulo 4, a metodologia numérica e o programa desenvolvido em FORTRAN é apresentado, assim como, os algoritmos utilizados na resolução do problema dinâmico.
- No Capítulo 5, são apresentados os exemplos estudados e as análises realizadas. Nele será realizada uma série de comparações com resultados experimentais retirados da literatura, a fim de validar e comprovar a eficácia da modelagem proposta nesta tese.
- Por fim, no Capítulo 6, são apresentados os comentários finais do estudo realizado neste trabalho.

Capítulo 2.

Unidades de Produção sujeitas ao VIM

As unidades flutuantes de produção são a principal solução adotada para viabilizar a exploração e a produção em águas profundas e ultra-profundas já que as plataformas fixas possuem um limite de operação técnico-econômico de aproximadamente 400 metros de profundidade.

Foram idealizados vários tipos de plataformas flutuantes, como as Semi-Submersíveis (FPU – *Floating Production Unit*), as TLP (*Tension Leg Platform*), as do tipo “Spar” (*Classic, Truss, Cell*), os FPSOs (*Floating, Production, Storage and Offloading*) e as Monocolumnas (Figura 2.1). Tais plataformas permanecem conectadas ao fundo do mar através de cabos denominados linhas de ancoragem. Essas linhas são responsáveis por suportar as severas condições ambientais as quais essas estruturas estão submetidas e manter seus movimentos dentro de limites que permitam a operação dos poços. Seu dimensionamento e projeto seguem rígidos critérios de segurança ditados por normas internacionais como por exemplo: API-RP 2SK, ISO-19901-7, API-RP 2SM, API-RP 2ST, DNV-OS-E301, etc)

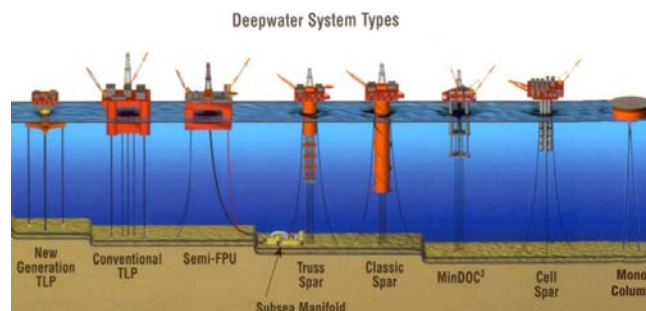


Figura 2.1 – Principais sistemas utilizados na indústria offshore [Offshore Magazine 2011]

Essas estruturas caracterizam-se por sua grande complacência, ou seja, apresentam grandes deslocamentos quando submetidas às forças ambientais. Essa complacência torna-se mais evidente conforme a exploração e produção de petróleo caminham para campos localizados em lâminas d'água cada vez mais profundas, levando esses sistemas estruturais a se tornar cada vez menos rígidos e, conseqüentemente, aumentando os seus períodos naturais. Essa característica passou a expor essas plataformas ao fenômeno do VIM, que é ocasionado pelo desprendimento de vórtices. Tal fenômeno será melhor descrito no Capítulo 3 desta tese.

Dentre os conceitos citados anteriormente, apenas o Navio FPSO não é submetida ao VIM, pois, sua geometria não favorece a formação de vórtices. Os outros, por possuírem uma geometria predominantemente cilíndrica ou composta por estruturas cilíndricas, estão sujeitos ao VIM [MARIN, API RP 2SK, GONÇALVES, HALKYARD, HUANG, IRANI, LACERDA]. A seguir, será apresentada uma breve descrição de cada um deles.

2.1 Semi-Submersível

Este tipo de plataforma apóia-se em flutuadores submarinos (Figura 2.2). Mantém-se na localização através de linhas de ancoragem. Tais linhas geralmente estão arranjadas em 4 (quatro) grupos. Cada conjunto está conectado a uma das colunas mais externas da plataforma. Os sistemas de ancoragem utilizados caracterizam-se por possuírem um raio de ancoragem (distância em planta do topo da linha até a âncora) da mesma ordem de grandeza da profundidade na qual está instalada. Isso dificulta a organização dos dutos no fundo do mar, já que não pode haver interferência das linhas neles.

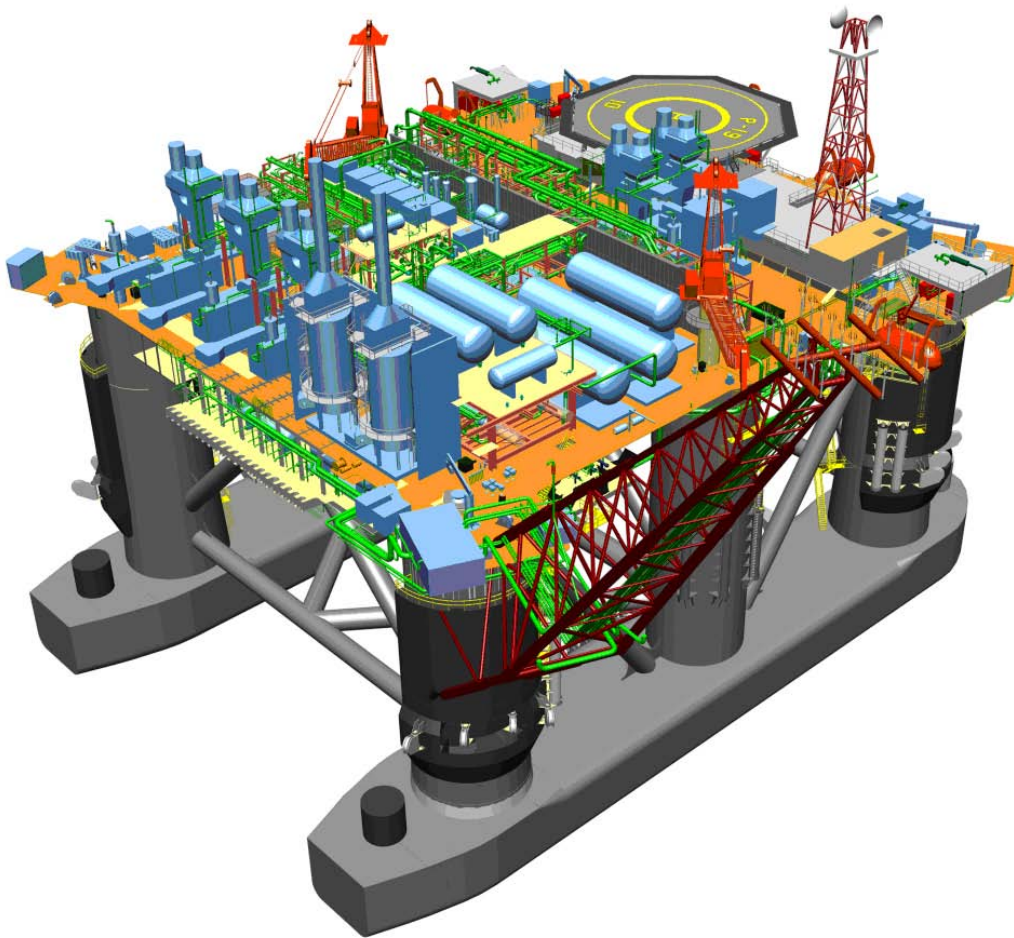


Figura 2.2 – Exemplo de uma plataforma semi-submersível

Caracterizam-se por possuir baixa rigidez no sentido vertical, o que as torna mais sensíveis aos movimentos de Heave. Essa característica dificulta a utilização de completação seca, ou seja, as válvulas que controlam o poço não podem ser instaladas na plataforma, sendo posicionadas no fundo do mar, o que encarece os custos de manutenção destes equipamentos e dificulta a operação. Tendo em vista as grandes profundidades dos campos de exploração, esse trabalho só pode ser realizado por robôs.

Buscando-se reduzir ainda mais os movimentos verticais (Heave) da unidade, vem sendo proposto o uso de Semi-Submersíveis de grande calado (*Deep Draft Semi-Submersible* - DDS) ou Semi Submersíveis de Calado Estendido (*Extendable Draft Semi-Submersible* - EDS). A primeira, como o próprio nome já diz, possui colunas mais longas que auxiliam a diminuir os movimentos verticais; a segunda é caracterizada por possuir um segundo nível de pontoons, abaixo do primeiro. Este modelo tem sido sugerido para utilização na operação em águas ultra-profundas da costa brasileira

(MATHEW,2011). A Figura 2.3 apresenta um desenho esquemático de uma unidade EDS.

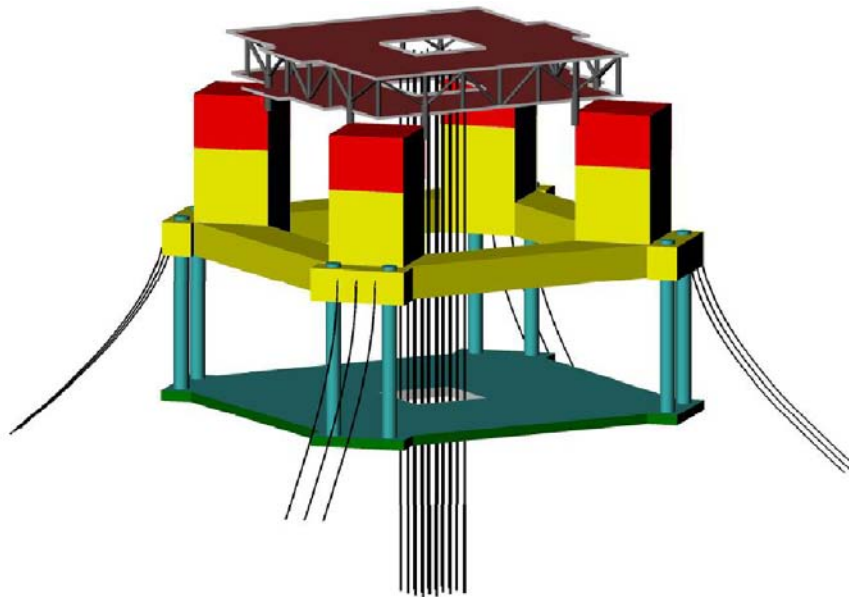


Figura 2.3 – Exemplo de uma unidade EDS (MATHEW, 2011)

Conforme fora comentado na introdução, ensaios realizados no MARIN e diversos trabalhos [GONÇALVES, MAGEE, LOKEN] demonstraram que estas estruturas são suscetíveis ao VIM, principalmente, os novos conceitos de semi-submersíveis de grande calado. Essas plataformas, por possuírem um comprimento submerso maior, e, conseqüentemente uma maior complacência, estão mais suscetíveis ao fenômeno de desprendimento de vórtices.

Junto com os FPSOs, as plataformas semi-submersíveis são as unidades flutuantes utilizadas pela PETROBRAS nos campos brasileiros de águas profundas e ultra-profundas.

2.2 TLP (Tension Leg Platform)

A TLP é uma plataforma complacente mantida numa posição onde o empuxo é bem maior do que o peso, sendo a diferença absorvida por um conjunto de tendões tracionados verticalmente. O casco da TLP é muito semelhante ao de uma semi-submersível, sendo constituído basicamente de seções tubulares retangulares horizontais

(*pontoons*) e cilindros verticais enrijecidos. No entanto, os *pontoons* de uma TLP são bem menores do que os correspondentes de uma semi-submersível.



Figura 2.4 – TLP Ram Powell (Shell) – Profundidade 1100 metros

A TLP é uma evolução do conceito de semi-submersível, pois, por restringir os movimentos verticais permite que a árvore de natal (conjunto de válvulas que controlam o poço) fique na própria plataforma, o que facilita o controle e intervenções nos poços. Desta forma, torna-se desnecessária a utilização de embarcações com posicionamento dinâmico para a intervenção nos poços, o que ocorre quando é utilizada a completação molhada, configuração na qual as árvores de natal ficam no fundo do mar, como no caso de semi-submersíveis e FPSOs. Esta é uma das principais vantagens das TLPs em relação a outros sistemas flutuantes utilizados atualmente.

Um dos principais componentes das TLPs é o seu sistema de ancoragem, que é representado pelos tendões. Os tendões de uma TLP possuem rigidez no plano vertical tão alta que os períodos naturais de *Heave*, *Roll* e *Pitch* apresentam valores entre 2 e 4 segundos. A força de restauração no plano horizontal para uma TLP é fornecida pela componente horizontal da força de tração nos tendões. Estas componentes são pequenas de tal forma que os períodos naturais de *surge*, *Sway* e *Yaw* são da ordem de 100 segundos, bem superiores aos dos estados de mar típicos.

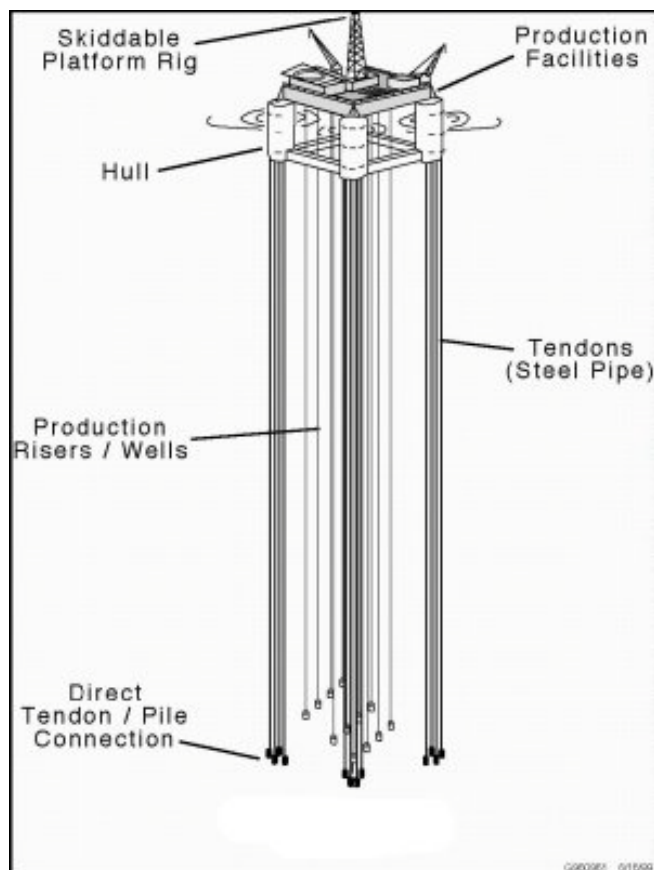


Figura 2.5 – Exemplo de uma plataforma do tipo TLP (Fonte: <http://globalsecurity.org>)

Outra importante vantagem deste conceito é o fato de tornar mais simples e limpo o arranjo do fundo do mar, pois não são necessárias linhas de ancoragem em catenária similares às utilizadas em plataformas semi-submersíveis.

Não há registros sobre a observação de VIM em TLPs instaladas, porém ensaios [KIM, MAGEE, TAHAR, WAALS] em tanques físicos confirmaram a possibilidade do VIM ocorrer. De acordo com os resultados experimentais obtidos nesta publicação, algumas configurações de casco de TLP podem resultar em amplitudes superiores às esperadas em semi-submersíveis de grande calado.

2.3 Spar

A primeira plataforma do tipo *Spar* foi instalada no Golfo do México, no ano de 1996 e chama-se *Neptune Spar* (SMITH,2004). As primeiras *Spars* adotavam uma

configuração denominada de clássica, mas, variações deste casco foram desenvolvidos. Atualmente existem 3 (três) tipos de *Spar*, a clássica, a *Cell* e a *Truss* (Figura 2.6).

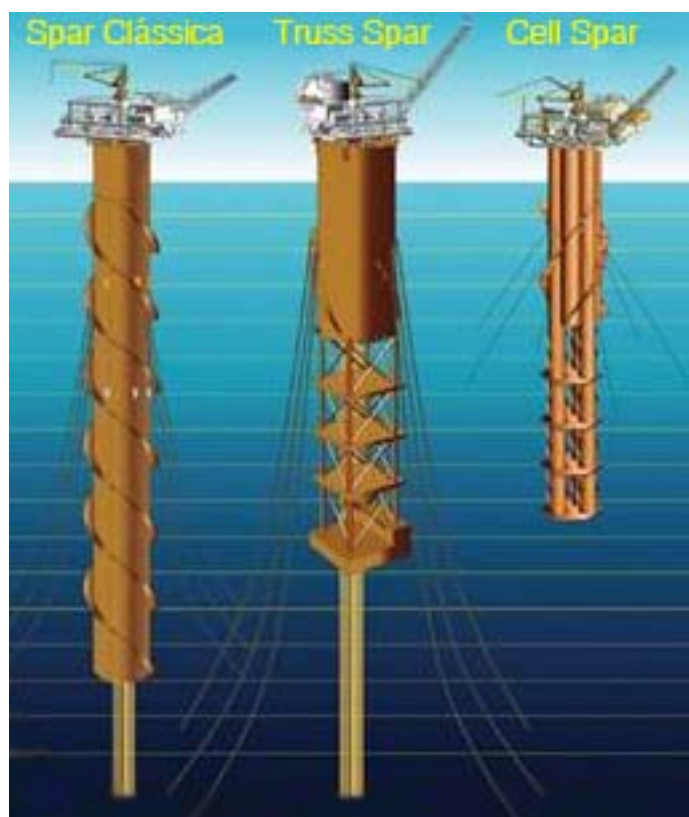


Figura 2.6 – Três principais tipos de plataforma *Spar*

O sistema clássico consiste de um único cilindro vertical de aço de grande diâmetro, ancorado de uma forma similar às plataformas semi-submersíveis de produção e os FPSOs, isto é, linhas de ancoragem em forma de catenária constituídas por diversos trechos de materiais distintos. Opera com um calado de profundidade constante de cerca de 200 metros, o que gera apenas pequenos movimentos verticais e, conseqüentemente, possibilita a adoção de *risers* rígidos de produção, além de completação seca.

Os *risers* são verticais similares aos da TLP com exceção do sistema de tracionamento na parte superior. Neste caso, existem grandes câmaras de flutuação na parte superior do *riser* que conferem ao mesmo a tração necessária (RIBEIRO,1999). Uma das grandes vantagens neste conceito é que a parte superior dos *risers* fica abrigada dentro do cilindro da *Spar* protegendo os *risers* de ondas e correntes onde o

efeito sobre os mesmos geralmente é maior. A Figura 2.7 mostra uma *Spar Clássica* sujeita a vários carregamentos ambientais..

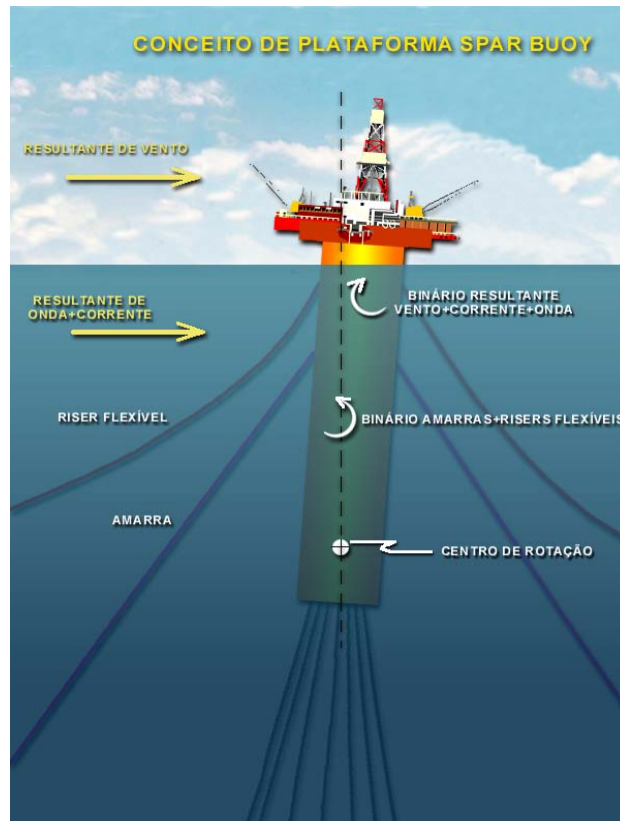


Figura 2.7 – Plataforma Spar Clássica

A *Truss Spar* possui um trecho cilíndrico superior do casco que garante a flutuabilidade do sistema; este cilindro funciona como uma bóia. A parte inferior do casco é composta por uma treliça espacial intercalada por placas horizontais que contribuem para diminuir os movimentos verticais.

O casco da *Cell Spar* assemelha-se ao da clássica, mas ao invés de possuir um único cilindro, ele consiste de vários cilindros de diâmetros menores fixados lado a lado. A Figura 2.8 ilustra ambas as concepções.

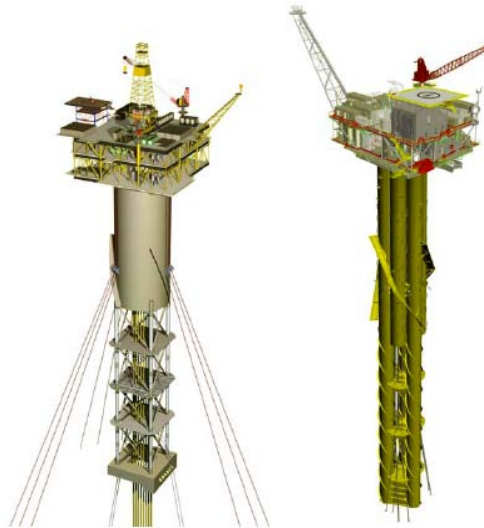


Figura 2.8 – Exemplo esquemático de plataformas *Truss* e *Cell Spar* [IRANI].

A fim de diminuir o efeito do VIM nas plataformas *Spar*, são instalados, ao longo de seu casco, supressores de vórtices. Sendo estes, aletas que formam uma estrutura helicoidal ao longo do casco desestabilizando a formação dos vórtices, e por conseqüência, diminuindo os efeitos do VIM. Esse tipo de supressor também é utilizado em *risers* ou mesmo para estruturas no ar submetidas a desprendimento de vórtices, como, por exemplo chaminés.

As plataformas do tipo *Spar* são as principais fontes de dados sobre VIM em estruturas instaladas (Neptune (IRANI, 2004) e Gênese (KOKKINIS,2004 & SMITH,2004) – Ambas instaladas no Golfo do México.

2.4 Monocoluna

Com o objetivo principal de minimizar a influência dos carregamentos ambientais sobre o casco das plataformas, novos conceitos de unidades flutuantes foram desenvolvidos. Neste enfoque, dentre os conceitos propostos na última década, destaca-se a plataforma do tipo monocoluna.

A plataforma monocoluna possui vantagens sobre os outros tipos de unidades devido ao formato cilíndrico do casco, o qual associado à adoção de um calado suficiente, conduz à redução da influência das forças de onda, desassociando-a da

escolha da direção do carregamento. Além disso, este tipo de unidade apresenta movimentos verticais (*Heave*) menores do que uma unidade semi-submersível facilitando a adoção de SCR (*risers* de aço em catenária).

Por possuir um casco predominantemente cilíndrico, a plataforma monocoluna é uma das unidades mais suscetíveis ao fenômeno de desprendimento de vórtices. Essa característica tem motivado diversos estudos e ensaios para a correta previsão deste fenômeno (CUEVA 2006, LACERDA 2007 e 2009, SAGRILO 2009). Todos os ensaios realizados registraram o aparecimento do fenômeno de desprendimento de vórtices neste tipo de plataforma. Os resultados observados, demonstraram amplitudes de vibração da ordem de 30% do diâmetro nominal do casco. Este movimento, dependendo do tipo de *risers* conectados à plataforma, poderia acelerar o processo de fadiga destas linhas, diminuindo a vida útil das mesmas. Sendo assim, a correta previsão deste fenômeno é uma ferramenta de grande ajuda aos projetistas.



Figura 2.9 – Exemplo de Monocoluna [http://www.kromav.com.b]

Capítulo 3.

Movimentos Induzidos por Vórtices (VIM)

3.1 Introdução – VIM versus VIV

O VIM (*Vortex Induced Motions*) é um fenômeno que pode ocorrer em plataformas flutuantes quando expostas a uma corrente. Ele é similar ao VIV (*Vortex Induced Vibrations* – Vibrações Induzidas por Vórtices) observado em estruturas esbeltas (dutos, *risers* e linhas de ancoragem) que vem sendo amplamente estudado pela indústria *offshore*.

Uma das diferenças principais entre o VIM e o VIV está na escala do problema. Os sistemas flutuantes possuem diâmetro hidrodinâmico e massa muito superiores aos dos elementos submetidos ao VIV, o que leva a períodos de vibração maiores, da ordem de 200 a 400 segundos. Já foram observadas em estruturas reais, vibrações com amplitudes da ordem de 60% do diâmetro da plataforma; tal oscilação pode agravar o problema de fadiga e de tensões máximas nas estruturas conectadas ao corpo flutuante (*risers* e linhas de ancoragem).

A segunda grande diferença é o aspecto 3D que o escoamento pode adquirir, tendo em vista, que a razão de aspecto (Comprimento/Diâmetro) das plataformas é significativamente menor do que a razão de aspecto as estruturas esbeltas comumente submetidas ao fenômeno de VIV.

Outra diferença importante entre os dois fenômenos encontra-se no número de *Reynold*. Para o VIV, o número de Reynolds encontra-se na ordem de grandeza de 10^6 , enquanto que para o VIM encontra-se na ordem de 10^8 , região na qual, como será visto mais adiante no texto, apresenta grande incerteza sobre o valor do número de Strouhal.

O número de Strouhal relaciona a velocidade de corrente com a frequência de desprendimento de vórtices e será explicado adiante neste capítulo. Como será apresentado com mais detalhes no item 3.2, esta grandeza física é utilizada para caracterizar o regime de escoamento e, sendo assim, possui influência direta sobre a formação dos vórtices.

O fenômeno de desprendimento de vórtices devido à passagem de um fluido já vem sendo observado há muitos anos (COSTA,1973). Ocorre nas mais variadas estruturas tanto no ar quanto na água. Já foi observado em cordas esticadas de uma harpa (harpa eólica), chaminés, pontes e, mais recentemente, em estruturas *offshore*. Na indústria *offshore*, as principais estruturas afetadas pelo desprendimento de vórtices são os *risers* e os dutos submarinos (FRANCISS-1999; LOPES-2006 e SANTOS-1998).

Por tratar-se de um problema hidroelástico, a abordagem mais adequada seria utilizar modelos em CFD (*Computer Fluid Dynamics*), isto é, utilização de modelos matemáticos calcados na dinâmica dos fluidos. Tais modelos permitiriam a consideração do comportamento do fluido e da estrutura de forma acoplada, ou seja, a resposta da estrutura alteraria o escoamento, modificando assim, o próprio carregamento, o que alteraria a resposta da estrutura. Porém, o custo computacional de tais análises ainda é muito elevado, o que ainda dificulta sua utilização como ferramenta de projeto (KOKKINIS-2004, MINGUEZ-2011, KIM-2011).

Atualmente, na maioria dos projetos de elementos esbeltos (*risers*, dutos e linhas de ancoragem), utilizam-se procedimentos numérico-empíricos. Tais procedimentos utilizam resultados obtidos através de ensaios experimentais, apresentados em função de parâmetros adimensionais (relação entre amplitude de vibração e o diâmetro da estrutura, velocidade reduzida, relação entre a frequência de vibração e a frequência de desprendimento de vórtices, número de *Reynolds*, rugosidade e etc). Esses resultados são utilizados para estimar as forças de excitação e amortecimento causadas pelos vórtices. Essa metodologia permite que os programas de análise estrutural atuais possam ser utilizados para estimativa do efeito desse fenômeno. Estes ensaios, em sua maioria, são geralmente realizados em tanques físicos para ensaios de arrasto. Contudo, verificou-se que certos aspectos do fenômeno seriam melhor estudados em ensaios em escala real, devido à certas limitações dos ensaios reduzidos. Este ensaios não são

capazes de reproduzir em escala todas as grandezas envolvidas, por exemplo, o regime de escoamento (número de Reynolds), o número de Froude. Desta forma, também foram realizados alguns ensaios de reboque de VIV em lagos (MIT 2003-2006, JAISWAL 2007, JHINGRAN 2007, MARCOLLO 2007, SWITHENBANK 2007) e fiordes (HUSE 1998).

Os modelos disponíveis para análise de VIV em estruturas esbeltas dividem-se em dois grandes grupos, entre os que consideram o fluxo sendo uniforme e os que consideram o fluxo sendo não uniforme. Segundo SANTOS(1998) o fenômeno de desprendimento de vórtices em estruturas esbeltas submetidas a fluxos uniformes é bastante conhecido e previsível, possuindo modelos analíticos fechados para sua avaliação. Ao contrário, para fluxos não-uniformes, o problema se torna muito mais complexo, principalmente em estruturas esbeltas como *risers*, que podem apresentar variação da frequência de excitação ao longo do seu comprimento. Tal problema não ocorre com as plataformas submetidas ao VIM, já que estas se comportam como um corpo rígido.

3.2 O Fenômeno de desprendimento de Vórtices

A passagem de um fluido de baixa viscosidade por um obstáculo forma uma camada limite, junto ao obstáculo (COSTA-1973). Observa-se que a velocidade nesta camada varia rapidamente, desde um valor nulo, junto à parede do obstáculo, até um valor característico do escoamento no seio do fluido, como mostra a Figura 3.1. Esta variação da magnitude da velocidade transversal na direção do escoamento representa um escoamento rotacional dentro da camada limite. Para determinadas velocidades do escoamento, a camada limite se desprende do obstáculo formando-se uma esteira de vórtices.

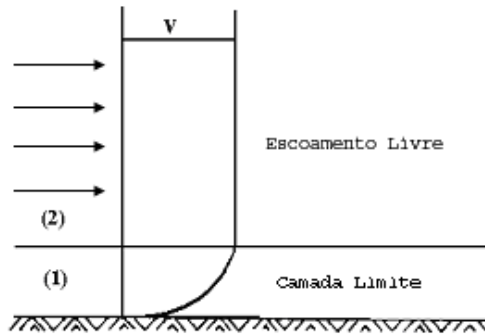


Figura 3.1 – Camada Limite – MARTINS(1989)

A periodicidade da esteira causada devido à passagem de um fluido por um cilindro, foi associada com a formação de vórtices por Bernard em 1908 e com um caminho estável por Von Karman em 1912 (COSTA-1973). A Figura 3.2 apresenta dois tipos de esteiras de vórtices características de um cilindro submetido a um escoamento com velocidade constante: um laminar e outro turbulento.



Figura 3.2 – Esteira de vórtices sobre um cilindro- MARTINS(1989)

De acordo com COSTA(1973), a formação dessa esteira está intimamente ligada ao número de Reynolds (Re). Este número adimensional representa a relação entre as forças de inércia e as forças viscosas. Ele é expresso pela relação:

$$Re = \frac{V_C \cdot D}{\nu} \tag{3.1}$$

onde:

V_C – velocidade do fluido

D – diâmetro hidrodinâmico do cilindro

ν – viscosidade cinemática do fluido (para a água do mar a 25°C: $9,24 \times 10^{-7} m^2 / s$)

A Figura 3.3 apresenta a relação da formação da esteira de vórtices com o número de Reynolds para o caso do obstáculo possuir uma geometria cilíndrica.

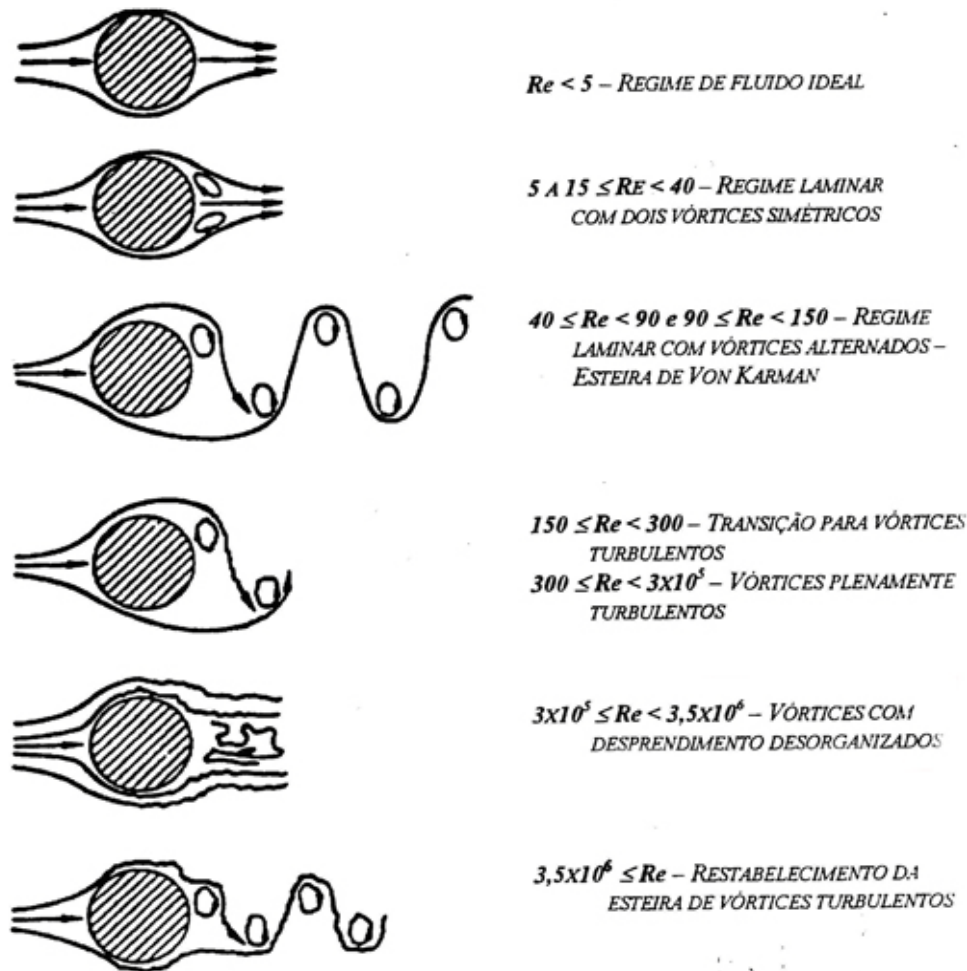


Figura 3.3 – Relação entre o número de Reynolds e a formação da esteira de vórtices (Von Karman, 1912 & BLEVINS, 2001)

Como consequência do desprendimento de vórtices, surge uma força oscilatória transversal ao fluxo, que age sobre o obstáculo. Se uma das frequências naturais do obstáculo estiver próxima da frequência de desprendimento de vórtices (frequência de shedding), então esta força fará com que ele comece a vibrar em ressonância.

3.3 Formação dos Vórtices

Em 1904, L. Prandtl perante o Congresso Matemático de Heidelberg apresentou a tese de que o estudo do movimento de fluidos de pequena viscosidade (número de Reynolds alto) poderia efetuar-se considerando-os como fluidos perfeitos, exceto numa

pequena camada próxima ao contorno do corpo imerso, denominada camada limite (COSTA-1973). Demonstrou que a viscosidade tem efeito sensível sobre esta camada adjacente à superfície de um corpo imerso, porém, fora desta camada, a influência da viscosidade é pequena e desprezível.

Isso ocorre por que fora da camada limite, as tensões tangenciais são desprezíveis, uma vez que os gradientes de velocidade são moderados e a viscosidade é considerada pequena. Nestas condições, as forças de inércia predominam sobre as forças de atrito. Ao contrário, no interior da camada limite, os gradientes de velocidades são grandes, dando origem a elevadas tensões tangenciais.

Quando o escoamento encontra um obstáculo cilíndrico posicionado transversalmente ao seu fluxo, pode-se observar que o campo de pressões formado no entorno do obstáculo não é constante (Figura 3.4) (MARTINS-1989, SANTOS-1998 e FRANCISS-1999). As partículas fluidas aumentam de velocidade entre A e B e diminuem entre B e C. Pela equação de Bernoulli, pode-se verificar que há uma diminuição na pressão entre A e B e um aumento entre B e C.

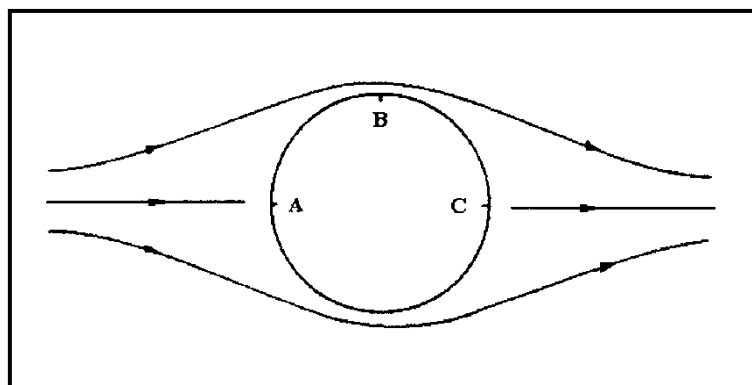


Figura 3.4 – Escoamento entorno de um cilindro- MARTINS(1989)

Ao longo da camada limite, contudo, existe uma perda de energia cinética por atrito, devido à viscosidade do fluido e, conseqüentemente, a energia resultante pode se tornar insuficiente para suportar o acréscimo de pressão necessário para se chegar a C. Devido a esse fato, surge um movimento, contrário à passagem do fluido, que causa o descolamento da camada limite em um ponto chamado ponto de separação e, também, a formação de um par de vórtices estacionários como apresentado na Figura 3.5.

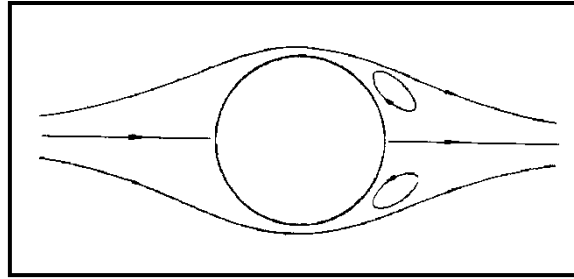


Figura 3.5 – Par de vórtices estacionários – MARTINS(1989).

Tal configuração com um par de vórtices estacionários é mantida até, aproximadamente, um número de *Reynolds* igual a 40. A partir deste valor, a configuração se modifica para uma situação onde ocorre desprendimento de vórtices de forma periódica e alternada, como apresentado na Figura 3.3. A frequência com a qual os vórtices se desprendem é conhecida como frequência de *Strouhal*, ou de *shedding*, ou de desprendimento de vórtices e a configuração regular desenvolvida é conhecida como esteira de *Von Karman*. Em 1911, *Von Karman* mostrou que o padrão de vórtices alternados seria estável se a razão entre a distância lateral e a longitudinal entre o centro de um vórtice e outro fosse igual a 0,286. Na Figura 3.6, essa relação é apresentada em função do diâmetro do cilindro.

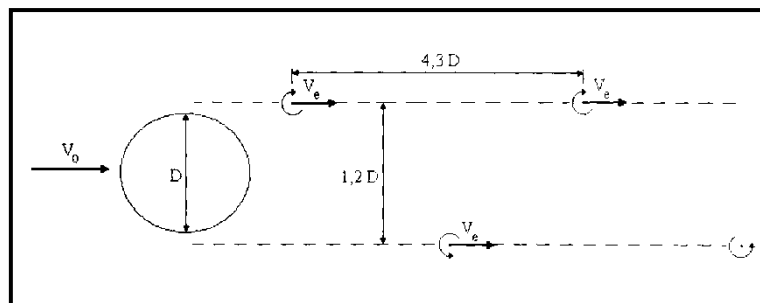


Figura 3.6 – Esteira de *Von Karman* – FRANCISS(1999)

A presença de outro obstáculo afeta a formação dos vórtices, pois estes passam a interferir uns nos outros. A Figura 3.7 apresenta a esteira de *Von Karman* obtida através de simulações numéricas, considerando a existência de dois cilindros.

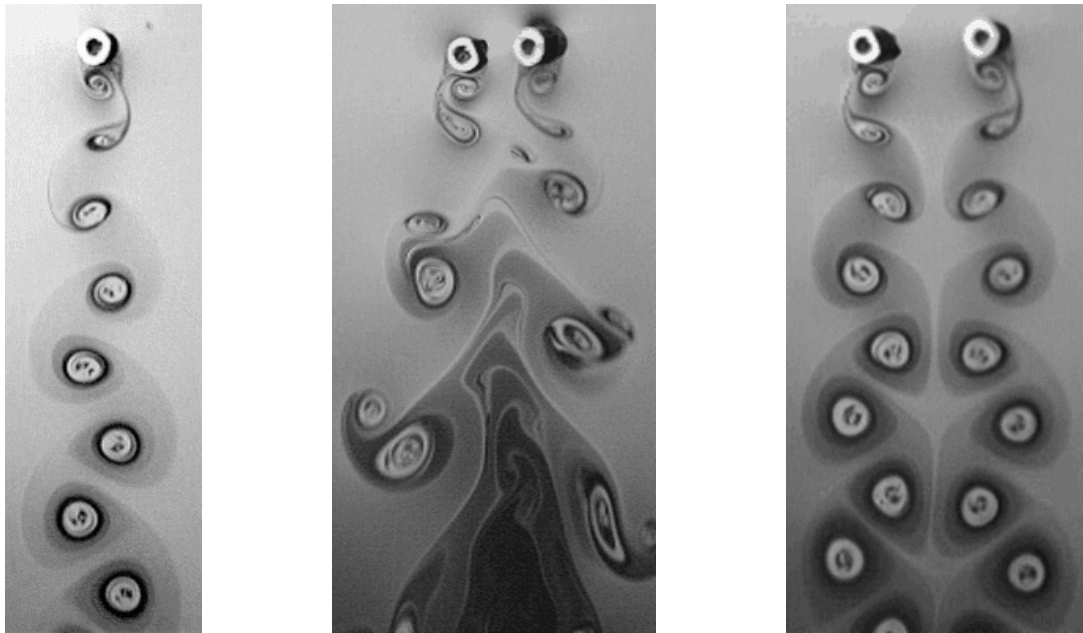


Figura 3.7 – Simulação numérica da esteira de *Von Karman* – LOPES(2006).

A frequência de desprendimento de vórtices (*shedding*) depende de um parâmetro designado número de *Strouhal*, St , e de duas outras grandezas, isto é, a velocidade da corrente, V_C , e o diâmetro do cilindro, D .

$$\omega_s = 2 \cdot \pi \cdot \frac{St \cdot V_C}{D} \quad (\text{rad/s}) \quad (3.2)$$

O número de *Strouhal* é um parâmetro adimensional que está ligado à geometria do obstáculo e ao número de *Reynolds*. Para cilindros de paredes lisas, ele se relaciona com o número de *Reynolds* através da curva experimental apresentada na Figura 3.8.

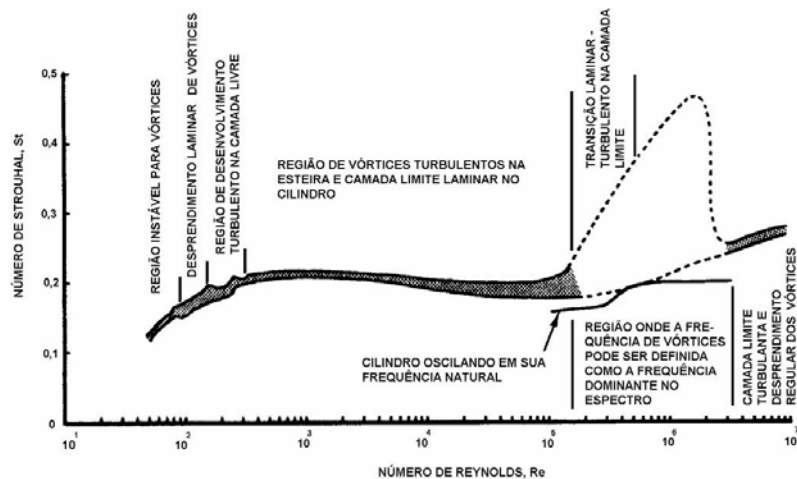


Figura 3.8 –Relação entre o número de *Reynolds* e o número de *Strouhal* – BLEVINS(2001).

Analisando a Figura 3.8, pode-se observar que para uma grande faixa do número de *Reynolds*, o número de *Strouhal* assume o valor entorno de 0,2.

No número de *Reynolds*, reside uma das diferenças entre o VIV e o VIM. Para o VIV em estruturas reais (*risers* e dutos) sua ordem de grandeza encontra-se entre 10^5 e 10^6 enquanto que, para o VIM ele está acima de 10^7 , justamente na região de maior turbulência e de maior incerteza em relação ao fenômeno. Isso ocorre devido ao maior diâmetro das estruturas submetidas ao VIM.

A simples formação dos vórtices não é suficiente para causar o fenômeno do VIM. Para que ele ocorra, é necessário que a frequência de desprendimento de vórtices esteja próxima da frequência natural da estrutura. Assim, as forças hidrodinâmicas causam um fenômeno denominado ressonância ou *lock-in*. Nesta situação, os deslocamentos causados por essas forças são amplificados. Porém, a interação do obstáculo com o fluido durante as vibrações, altera características do sistema estrutural como a massa adicionada e, em consequência a frequência natural e o amortecimento hidrodinâmico. Isso impede que os movimentos se amplifiquem indefinidamente limitando a amplitude de vibração, ou seja, trata-se de um fenômeno auto-contido. Isso difere de outro fenômeno que ocorre com estruturas, o *galloping* (BLEVINS-2001), onde as vibrações aumentam indefinidamente levando o conjunto ao colapso.

A Figura 3.9 apresenta uma região de *lock-in* proposta por Blevins(2001), baseado nos resultados experimentais obtidos por *Koopman*(1967). Estes ensaios foram

realizados para um cilindro submetido a uma vibração forçada e a diversos números de *Reynolds*. Ou seja, vibrava-se um cilindro a uma dada frequência e amplitude e verificava-se a formação de vórtices e conseqüente condição de *lock-in*. Na Figura 3.9, observa-se uma relação entre a amplitude adimensional (Amplitude/Diâmetro) e a razão de frequências (frequência de vibração / frequência de desprendimento de vórtices).

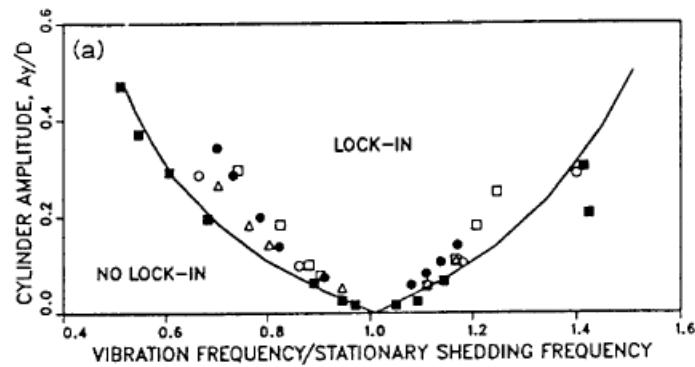


Figura 3.9 – Região de Lock-in proposta por Blevins(2001)

Embora até agora tenha-se dado ênfase ao modelo de esteira proposto por *Von Karman*, esta é apenas uma das formas de caracterizar um padrão de desprendimento de vórtices em função do número de *Reynolds*. *Williamson e Roshko*(1988) desenvolveram um estudo que mostra a variação no padrão de desprendimento de vórtices em função da amplitude e da frequência de vibração, ou seja, o padrão da esteira de vórtices está intimamente relacionada com a resposta da estrutura.

No caso de estruturas esbeltas submetidas ao VIV, o padrão de formação de vórtices pode mudar ao longo de seu comprimento, conforme mostra a Figura 3.10. Esta figura apresenta um cilindro flexível esbelto submetido a uma corrente uniforme, sujeito a condições de contorno que o fazem vibrar no segundo modo. Observa-se que a formação de vórtices se dá de maneira diferente nos nós e anti-nós, confirmando os estudos de *Williamson e Roshko*(1988) citados anteriormente.

Porém, no caso de sistemas flutuantes (*Monocolunas, Spar Buoys, Semi-Submersíveis e TLPs*), isso não deve ocorrer, pois, tais estruturas trabalham como um corpo rígido, ou seja, toda ela estará oscilando na mesma frequência. No entanto, as correntes são variáveis e tridimensionais, o que leva à variação da força atuante ao

longo do casco. Essa característica, no entanto, não será considerada no programa desenvolvido para este trabalho.

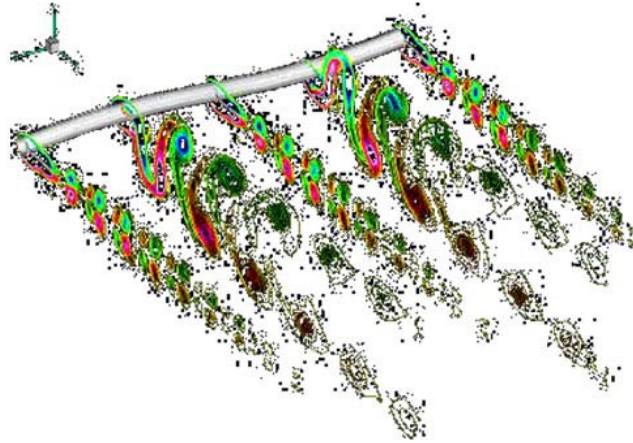


Figura 3.10- Padrões de vórtices distintos ao longo de uma estrutura esbelta – LOPES(2006)

3.4 Forças Envolvidas

A fim de facilitar o entendimento, as forças envolvidas nesse problema serão divididas em duas componentes: uma longitudinal (F_1) e uma transversal (F_2) à direção do fluxo. A Figura 3.11 mostra um esquema dessas forças.

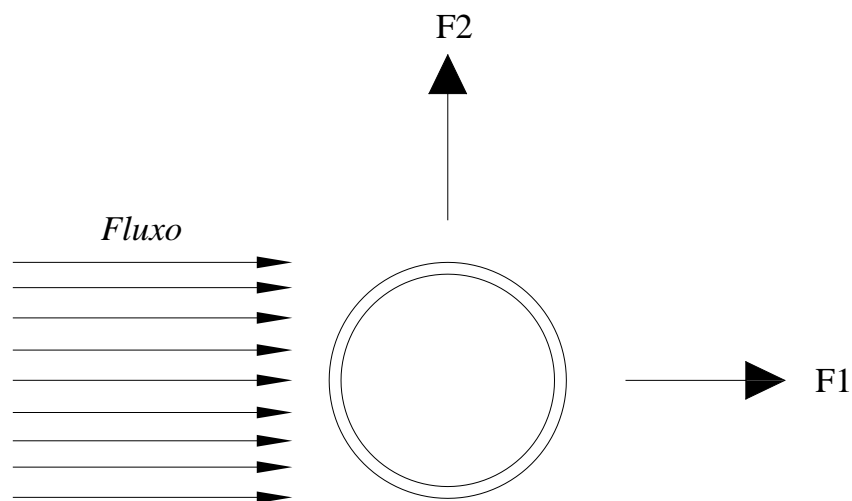


Figura 3.11 – Esquema das forças envolvidas

A força longitudinal (F1) é uma força devida à incidência do fluxo no obstáculo. Ela surge da variação do campo de pressões no entorno do anteparo e do choque da massa do fluido com o obstáculo; essa força também é denominada de força de arrasto.

A força transversal (F2) é constituída por duas parcelas: uma de excitação e uma de amortecimento. A parcela de excitação, conforme visto no item 3.3, surge devido à passagem de um fluido por um obstáculo, ocasionando a formação de uma camada denominada limite, no entorno do mesmo. Dependendo do número de *Reynolds* (Figura 3.3), ou seja, do regime do escoamento, pode haver o descolamento dessa camada.

O desprendimento da camada limite e, conseqüente formação da esteira de vórtices, gera uma variação na pressão exercida pelo fluido sobre o obstáculo. Esta variação causa o surgimento de forças transversais ao fluxo; tais forças oscilam na freqüência de desprendimento dos vórtices (equação 3.2) e são chamadas de forças de sustentação (ou *lift*). Sua forma matemática é escrita em função da velocidade do fluido e do coeficiente de sustentação (ou *lift*), que por sua vez depende da forma do obstáculo e das condições hidrodinâmicas do fluxo. Segundo *Blevins* (2001), tal força pode ser descrita como uma força harmônica:

$$F_{Lift}(t) = \frac{1}{2} \rho_w \cdot D \cdot (V_C - V_{XC})^2 \cdot C_L \cdot \text{sen}(\omega \cdot t - \phi) \quad (3.3)$$

onde:

ρ_w : massa específica do fluido externo;

D : Diâmetro hidrodinâmico;

$(V_C - V_{XC})$: Velocidade relativa fluido/estrutura na direção da corrente;

C_L : Coeficiente de sustentação (ou *lift*), função da amplitude e freqüência de vibração;

ω : é a freqüência de vibração transversal da estrutura quando em *lock-in* e a freqüência de desprendimento de vórtices quando não está em *lock-in*, em rad/s;

ϕ : fase da força de lift.

O coeficiente de sustentação (C_L) é objeto de muitos estudos. Devido a grande dificuldade em sua determinação, sua obtenção a partir de resultados experimentais é alvo de muitos estudos (API-2005; BLEVINS-2001 e BRIDGE-2005).

O movimento causado pela força de sustentação gera o surgimento de outra força, que se opõe a este movimento. Esta força de natureza hidrodinâmica constitui a parcela de amortecimento da força transversal (F2); a forma de cálculo desse amortecimento é objeto de grande dúvida, pois, em estruturas esbeltas submetidas ao VIV, essa força é considerada nula na região de excitação, porém, não parece razoável que estruturas robustas como plataformas oscilem sem que haja alguma força atuando para amortecer o movimento. É necessário que sejam realizados estudos mais aprofundados para o correto entendimento dessa força.

Assim, a força transversal pode ser descrita como sendo:

$$F2 = F_{Lift} + F_{Amortecimento} \quad (3.4)$$

A Figura 3.12 apresenta um desenho esquemático da força transversal (F2) e da força de arrasto (F1) atuando conjuntamente na estrutura.

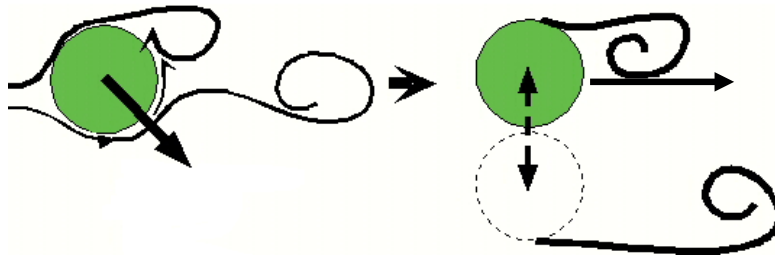


Figura 3.12 – Força de sustentação e de arrasto

Embora não tenha sido mencionado, cabe citar que o fenômeno de despreendimento de vórtices pode ocasionar o surgimento de duas forças oscilatórias, uma na direção transversal (sustentação – F2) e uma na direção longitudinal ao fluxo do fluido.

O fenômeno na direção longitudinal, denominado in-line, surge do próprio movimento oscilatório original do fenômeno. Os dados experimentais obtidos até o momento indicam que a amplitude de vibração transversal é significativamente maior que a longitudinal. Segundo GONÇALVES(2009), no estudo de Monocolumnas sujeitas ao VIM, observou-se que essa vibração longitudinal apresentou uma frequência de vibração de aproximadamente o dobro da transversal demonstrando que mesmo as

plataformas podem apresentar essa oscilação na direção do fluxo de corrente. Essa vibração longitudinal leva a trajetória de oscilação da plataforma a ter um formato próximo ao de um 8.

Capítulo 4.

Método Numérico-Empírico para Estimativa do VIM

Como foi dito anteriormente, para a obtenção dos movimentos induzidos por vórtices, foi desenvolvido para este trabalho um programa para a estimativa dos movimentos induzidos por vórtices (VIM). Nele, foi implementado um modelo de cálculo baseado num oscilador não linear auto-excitado. Este oscilador foi sugerido por BLEVINS(2001) e utiliza uma equação do tipo Van der Pol para representar o fluido. Por tratar-se de um modelo numérico-empírico, faz-se necessário que o mesmo seja calibrado com resultados de ensaios experimentais ou através de resultados de ensaios numéricos fazendo uso de robustas ferramentas de CFD, sendo esta calibração realizada, através de parâmetros adimensionais presentes na modelagem. Neste capítulo, será detalhada a estrutura do programa de análise, já o modelo numérico para o desprendimento de vórtices, assim como, sua validação, serão apresentados no 4.1.

4.1 Modelo Numérico do Fenômeno

Como já foi dito anteriormente, o modelo implementado no programa desenvolvido neste trabalho é baseado no esquema de cálculo proposto por BLEVINS(2001), que utiliza uma equação do tipo *Van der Pol*, um oscilador não linear auto-excitado, que possui uma variável que representa o fluido e, conseqüentemente, os efeitos dos vórtices.

As premissas básicas do modelo proposto por BLEVINS são:

- A consideração da água como um líquido não-viscoso é uma boa aproximação para o comportamento do fluido longe do ponto de formação da esteira de vórtices;
- Existe uma esteira de vórtices bem definida, com uma frequência de desprendimento igualmente bem definida;
- A força oscilatória originada pelo desprendimento de vórtices é dependente da velocidade e da aceleração do fluido em relação a estrutura.

As forças atuantes no corpo são estimadas utilizando-se a equação de momento do fluido para um dado volume de controle (Figura 4.1). A equação de momento é:

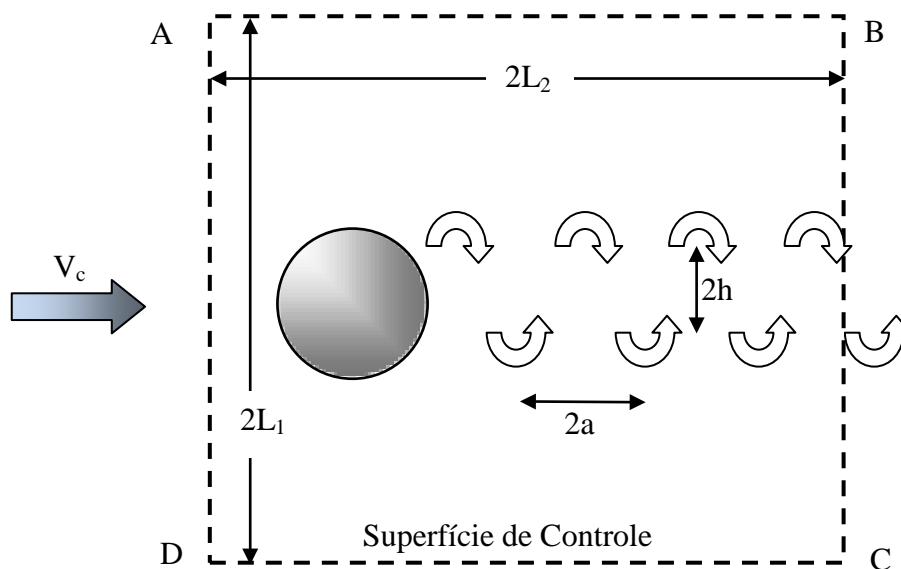


Figura 4.1 – Volume de Controle

$$P_y = \frac{dJ_y}{dt} + S_y + F_y \quad (4.1)$$

onde F_y é a força causada pelo desprendimento de vórtice sobre o obstáculo, P_y é a pressão vertical na superfície de controle, S_y é o momento de fluxo que atravessa a superfície de controle e J_y é o momento vertical dentro do volume de controle, e sua equação é dada por:

$$J_y = \iint_A \rho v \, dx dy \quad (4.2)$$

onde v é a componente vertical da velocidade do fluido, ρ é a massa específica do fluido. Resolvendo-se a integral da Eq. 4.2, podemos definir em função de J_y uma variável “ q ” que representa o movimento do fluido. Sendo \dot{q} a média ponderada da componente vertical da velocidade do fluxo dentro do volume de controle.

$$J_y = a_0 \rho \dot{q} D^2 \quad (4.3)$$

sendo D o diâmetro hidrodinâmico do obstáculo e a_0 uma constante adimensional de proporcionalidade.

A influencia da esteira de vórtices diminui segundo a taxa: $1/r$, onde r é a distância até a esteira. Utilizando-se a equação de Bernoulli e integrando-se ao longo das paredes AB e CD da superfície de controle, assumindo-se que L_1 tende ao infinito enquanto L_2 permanece finito, temos que a pressão líquida no volume de controle é nula.

$$P_y = 0 \quad (4.4)$$

Desta forma, a quantidade de momento do volume de controle pode ser obtida através de uma integral de linha nas faces BC e DA. Segundo BLEVINS(2001), comparando a fase da quantidade do momento no volume de controle e a da superfície BC, pode ser dito que S_y terá uma defasagem de aproximadamente um quarto de ciclo. Desta forma, chega-se:

$$S_y = K \rho u_t q \left(\frac{t-T}{4} \right) D + \text{termos de correção} \quad (4.5)$$

onde T é o período de desprendimento de vórtices ($1/f_s$). Os termos de correção podem ser expressos como séries de potência de “ q ” e suas derivadas no tempo. Para simplificar, somente os termos linear e cúbico de q serão mantidos em S_y . Considerando a hipótese de que o fluido (q) oscila harmonicamente na frequência de desprendimento de vórtices, tem-se a seguinte equação:

$$S_y = K\rho u_t q \omega_s D - a_1 \rho V_c D \dot{q} - a_2 \rho \dot{q}^3 \frac{D}{V_c} \quad (4.6)$$

onde a_1 e a_2 são constantes adimensionais e ω_s é a frequência circular de desprendimento de vórtices. Assume-se que a força existente entre o obstáculo e o fluido é dependente da média ponderada da velocidade e aceleração do fluido.

A força atuante em função da velocidade relativa entre o fluido e o obstáculo pode ser escrita na forma de um coeficiente de sustentação, cuja magnitude, é proporcional ao ângulo relativo entre a velocidade do fluido e a direção predominante do escoamento. Para ângulos pequenos, este ângulo é considerado como sendo:

$$\left(\frac{q - y}{V_c} \right), \quad (4.7)$$

onde y representa o movimento transversal do corpo em relação ao fluxo:

$$F_y(t) = a_3 \rho D^2 (\ddot{q}(t) - \ddot{y}(t)) + a_4 \rho D V_c (\dot{q}(t) - \dot{y}(t)) \quad (4.8)$$

onde a_3 e a_4 são constantes adimensionais. O oscilador do fluido é obtido substituindo-se as Equações 4.3, 4.4, 4.6 e 4.8 na Equação 4.1.

$$q(\ddot{t}) + K' \frac{u_t V_c}{V_c D} \omega_s q = (a_1' - a_4') \frac{V_c}{D} \dot{q} - a_2' \frac{\dot{q}^3}{V_c D} + a_3' \ddot{y} + a_4' \frac{V_c}{D} \dot{y} \quad (4.9)$$

$$\text{Onde: } K' = \frac{K}{a_0 + a_3}$$

Manipulando a Equação 4.9 para isolar do lado esquerdo as variáveis do fluido obtemos a equação dinâmica 4.10.

Na prática, a implementação da Equação 4.10, significa acrescentar uma equação ao sistema de equações de equilíbrio da unidade flutuante (Capítulo 4 - Equação 4.82), que passará a ter 7 (sete) equações ao invés de 6 (seis). Esta sétima equação (Equação 4.10) estará acoplada somente ao grau de liberdade correspondente ao deslocamento transversal à direção da corrente (direção onde ocorrerá o VIM). Este modelo de cálculo apresenta a grande vantagem de não fazer uso de ferramentas de processamento de sinal ao longo da análise, como o modelo apresentado por LACERDA(2007); desta forma, o modelo possui um custo computacional menor, além de, uma maior estabilidade numérica.

As Equações 4.10 e 4.13 são respectivamente a equação do oscilador e a equação de força citadas anteriormente, as quais serão comentadas no item 4.2.

$$\ddot{q}(t) + \left[\frac{a'_2}{D \times V_C} \dot{q}(t)^2 - (a'_1 - a'_4) \cdot \frac{V_C}{D} \right] \dot{q}(t) + \omega_s^2 \cdot q(t) = a'_3 \cdot \ddot{y}(t) + a'_4 \cdot \frac{V_C}{D} \cdot \dot{y}(t) \quad (4.10)$$

$$a'_i = \frac{a_i}{a_0 + a_3} \quad (4.11)$$

$$\omega_s = 2\pi \frac{St \cdot V_C}{D} \quad (4.12)$$

onde:

a_0, a_1, a_2, a_3, a_4 são parâmetros adimensionais utilizados para calibrar o modelo.

V_C é a velocidade da corrente.

D é o diâmetro hidrodinâmico da plataforma.

ω_s é a frequência de desprendimento de vórtices em radianos por segundo.

$y(t)$ é o deslocamento no grau de liberdade transversal a direção da corrente.

$q(t)$ é a variável que representa o fluido no oscilador de *Van der Pol*.

A força aplicada sobre a plataforma é obtida através da equação 4.13 – Blevins(2001)

$$F_y(t) = a_3 \rho D^2 (\ddot{q}(t) - \ddot{y}(t)) + a_4 \rho D V_C (\dot{q}(t) - \dot{y}(t)) \quad (4.13)$$

4.2 - Particularidades da Modelagem

Como se pôde observar nas Equações 4.10 e 4.13, o acoplamento do oscilador com o sistema estrutural é realizado através do vetor de forças, não havendo termos cruzados nas matrizes de massa, amortecimento e rigidez.

O modelo consiste basicamente no cálculo de três forças: arrasto, sustentação e amortecimento, sendo que, neste modelo, as forças de sustentação e de amortecimento são obtidas conjuntamente, pois, ambas estão consideradas na equação representada pelo oscilador de *Van der Pol*. A força de arrasto é calculada de forma clássica utilizando a formulação de Morison. As Equações 4.14 e 4.15 apresentam a formulação matemática destas forças.

$$F_{Lift}(t) + F_{amortecimento} = a_3 \rho_w D^2 (\ddot{q}(t) - \ddot{y}(t)) + a_4 \rho D V_C (\dot{q}(t) - \dot{y}(t)) \quad (4.14)$$

$$F_{Arrasto} = 0,5 \cdot \rho_w \cdot D \cdot C_D \cdot (V_C - V_{XC}) \cdot |V_C - V_{XC}| \quad (4.15)$$

onde:

a_3 e a_4 são coeficientes adimensionais utilizados para calibrar o modelo;

ρ_w é a massa específica da água;

V_C é a velocidade de corrente;

V_{XC} - Velocidade do corpo flutuante na direção do fluxo de corrente;

D é o diâmetro hidrodinâmico da plataforma;

C_D é o coeficiente de arrasto;

$y(t)$ é o deslocamento no grau de liberdade transversal a direção da corrente;

$q(t)$ é a variável que representa o fluido no oscilador de *Van der Pol*.

As equações 4.16, 4.17 e 4.18 apresentam os termos das matrizes de rigidez, amortecimento e massa referentes ao sétimo grau de liberdade (oscilador de *Van der Pol*), e as equações 4.19 à 4.22 apresentam as novas matrizes e vetor do sistema de equações:

$$K_{77} = \omega_s^2 \quad (4.16)$$

$$C_{77} = \frac{a'_2}{D \times V_C} \dot{q}(t)^2 - (a'_1 - a'_4) \cdot \frac{V_C}{D} \quad (4.17)$$

$$M_{77} = 1.0 \quad (4.18)$$

$$M = \begin{bmatrix} M_{11} & M_{12} & M_{13} & M_{14} & M_{15} & M_{16} & 0 \\ M_{21} & M_{22} & M_{23} & M_{24} & M_{25} & M_{26} & 0 \\ M_{31} & M_{32} & M_{33} & M_{34} & M_{35} & M_{36} & 0 \\ M_{41} & M_{42} & M_{43} & M_{44} & M_{45} & M_{46} & 0 \\ M_{51} & M_{52} & M_{53} & M_{54} & M_{55} & M_{56} & 0 \\ M_{61} & M_{62} & M_{63} & M_{64} & M_{65} & M_{66} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1.0 \end{bmatrix} \quad (4.19)$$

$$C = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & C_{14} & C_{15} & C_{16} & 0 \\ C_{21} & C_{22} & C_{23} & C_{24} & C_{25} & C_{26} & 0 \\ C_{31} & C_{32} & C_{33} & C_{34} & C_{35} & C_{36} & 0 \\ C_{41} & C_{42} & C_{43} & C_{44} & C_{45} & C_{46} & 0 \\ C_{51} & C_{52} & C_{53} & C_{54} & C_{55} & C_{56} & 0 \\ C_{61} & C_{62} & C_{63} & C_{64} & C_{65} & C_{66} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{a'_2}{D V_C} \times \dot{q}(t)^2 - (a'_1 - a'_4) \times \frac{V_C}{D} \end{bmatrix} \quad (4.20)$$

$$K = \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & K_{13} & K_{14} & K_{15} & K_{16} & 0 \\ K_{21} & K_{22} & K_{23} & K_{24} & K_{25} & K_{26} & 0 \\ K_{31} & K_{32} & K_{33} & K_{34} & K_{35} & K_{36} & 0 \\ K_{41} & K_{42} & K_{43} & K_{44} & K_{45} & K_{46} & 0 \\ K_{51} & K_{52} & K_{53} & K_{54} & K_{55} & K_{56} & 0 \\ K_{61} & K_{62} & K_{63} & K_{64} & K_{65} & K_{66} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \omega_s^2 \end{bmatrix} \quad (4.21)$$

$$F = \begin{bmatrix} F_1 \\ a_3 \rho_w D^2 (\ddot{q}(t) - \ddot{y}(t)) + a_4 \rho_w D V_C (\dot{q}(t) - \dot{y}(t)) \\ F_3 \\ F_4 \\ F_5 \\ F_6 \\ a'_3 \ddot{y}(t) + a'_4 \frac{V_C}{D} \dot{y}(t) \end{bmatrix} \quad (4.22)$$

4.2.1 Modelagem do Fenômeno de VIM in-line

Se observarmos o modelo proposto por Blevins(2001) e apresentado no item 4.1, pode-se notar a ausência de forças que caracterizem o fenômeno de VIM in-line. Como foi comentado no Capítulo 3, o próprio movimento transversal pode causar o surgimento de uma força oscilatória longitudinal, que atuará em conjunto com a força de arrasto e em uma frequência de vibração com o dobro do valor da frequência de vibração transversal.

Para a representação desta parcela denominada in-line do fenômeno de VIM, foram utilizadas as mesmas equações apresentadas no item 4.2, porém, aplicadas ao grau de liberdade alinhado com a corrente (in-line). A partir das equações 4.10 e do modelo numérico apresentado no item 4.2, foi desenvolvida uma metodologia para a consideração do VIM in-line.

O modelo sugerido neste trabalho faz uma adaptação das equações 4.10 e 4.13, e analogamente ao que foi feito para a análise do movimento transversal, criou-se uma variável responsável por representar o fluido, neste caso a variável “ p ”. Outra diferença nesta formulação, encontra-se na frequência de vibração que não será a frequência de Strouhal, mas sim, o dobro do seu valor.

Semelhantemente ao que foi realizado para a vibração transversal, um novo grau de liberdade que representa a massa de fluido em *lock-in* na direção longitudinal foi adicionado ao sistema de equações. Esse novo grau de liberdade, o oitavo, é responsável por representar o comportamento do fluido na direção de propagação da corrente, sendo ele, apresentado na equação 4.23 e 4.24. As equações 4.23 à 4.31 apresentam todas as equações e o novo sistema de equações proposto.

$$p(t) + \left[\frac{a'_2}{D \cdot V_C} \dot{p}(t)^2 - (a'_1 - a'_4) \frac{V_C}{D} \right] \dot{p}(t) + 4\omega_s^2 p(t) = a'_3 \ddot{x}(t) + a'_4 \frac{V_C}{D} \dot{x}(t) \quad (4.23)$$

$$F_L + F_A + F_D = \frac{1}{2} \rho_w D C_D (V_C - \dot{x}(t)) |V_C - \dot{x}(t)| + a_3 \rho_w D^2 (\ddot{p}(t) - \ddot{x}(t)) + a_4 \rho_w D V_C (\dot{p}(t) - \dot{x}(t)) \quad (4.24)$$

a_3 e a_4 são coeficientes adimensionais utilizados para calibrar o modelo;

ρ_w é a massa específica da água;

V_C é a velocidade de corrente;

\dot{x} - Velocidade do corpo flutuante na direção do fluxo de corrente;

D é o diâmetro hidrodinâmico da plataforma;

C_D é o coeficiente de arrasto;

$y(t)$ é o deslocamento no grau de liberdade transversal a direção da corrente;

$p(t)$ e $\dot{p}(t)$ são variáveis que representam o deslocamento e a velocidade da massa de fluido vibrante;

F_L é a força de lift na direção longitudinal;

F_A é a força de amortecimento;

F_D é a força de arrasto.

$$K_{88} = 4\omega_s^2 \quad (4.25)$$

$$C_{88} = \frac{a'_2}{D \times V_C} \dot{p}(t)^2 - (a'_1 - a'_4) \cdot \frac{V_C}{D} \quad (4.26)$$

$$M_{88} = 1.0 \quad (4.27)$$

$$M = \begin{bmatrix} M_{11} & M_{12} & M_{13} & M_{14} & M_{15} & M_{16} & 0 & 0 \\ M_{21} & M_{22} & M_{23} & M_{24} & M_{25} & M_{26} & 0 & 0 \\ M_{31} & M_{32} & M_{33} & M_{34} & M_{35} & M_{36} & 0 & 0 \\ M_{41} & M_{42} & M_{43} & M_{44} & M_{45} & M_{46} & 0 & 0 \\ M_{51} & M_{52} & M_{53} & M_{54} & M_{55} & M_{56} & 0 & 0 \\ M_{61} & M_{62} & M_{63} & M_{64} & M_{65} & M_{66} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1.0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1.0 \end{bmatrix} \quad (4.28)$$

$$C = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & C_{14} & C_{15} & C_{16} & 0 & 0 \\ C_{21} & C_{22} & C_{23} & C_{24} & C_{25} & C_{26} & 0 & 0 \\ C_{31} & C_{32} & C_{33} & C_{34} & C_{35} & C_{36} & 0 & 0 \\ C_{41} & C_{42} & C_{43} & C_{44} & C_{45} & C_{46} & 0 & 0 \\ C_{51} & C_{52} & C_{53} & C_{54} & C_{55} & C_{56} & 0 & 0 \\ C_{61} & C_{62} & C_{63} & C_{64} & C_{65} & C_{66} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_{77} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{a'_2}{D} V_C \times \dot{p}(t)^2 - (a'_1 - a'_4) \times \frac{V_C}{D} \end{bmatrix} \quad (4.29)$$

$$K = \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & K_{13} & K_{14} & K_{15} & K_{16} & 0 & 0 \\ K_{21} & K_{22} & K_{23} & K_{24} & K_{25} & K_{26} & 0 & 0 \\ K_{31} & K_{32} & K_{33} & K_{34} & K_{35} & K_{36} & 0 & 0 \\ K_{41} & K_{42} & K_{43} & K_{44} & K_{45} & K_{46} & 0 & 0 \\ K_{51} & K_{52} & K_{53} & K_{54} & K_{55} & K_{56} & 0 & 0 \\ K_{61} & K_{62} & K_{63} & K_{64} & K_{65} & K_{66} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \omega_s^2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 4\omega_s^2 \end{bmatrix} \quad (4.30)$$

$$F = \begin{bmatrix} F_1 + a_3 \rho_w D^2 (p(t) - \ddot{x}(t)) + a_4 \rho_w D V_C (\dot{p}(t) - \dot{x}(t)) \\ a_3 \rho_w D^2 (\ddot{q}(t) - \ddot{y}(t)) + a_4 \rho_w D V_C (\dot{q}(t) - \dot{y}(t)) \\ F_3 \\ F_4 \\ F_5 \\ F_6 \\ a'_3 \ddot{y}(t) + a'_4 \frac{V_C}{D} \dot{y}(t) \\ a'_3 \ddot{x}(t) + a'_4 \frac{V_C}{D} \dot{x}(t) \end{bmatrix} \quad (4.31)$$

Da mesma forma, que foi formulado anteriormente, esse novo grau de liberdade passa a interferir diretamente no vetor de forças; representando desta maneira as forças responsáveis pelo fenômeno.

Esta forma de consideração do movimento in-line possui a grande vantagem desses movimentos surgirem naturalmente no resultado das análises do programa, pois, eles serão formados a partir dos próprios movimentos transversais decorrentes do desprendimento de vórtices, representando algo próximo ao funcionamento real do fenômeno.

4.3 Consideração do Efeito de Sombra

Como já foi dito no item 4.4.1, o programa tem por objetivo a estimativa dos movimentos induzidos por vórtices em plataformas com casco composto por uma ou mais colunas, como é o caso das plataformas semi-submersíveis. No entanto, o modelo numérico no qual o programa foi baseado, não leva em consideração a existência de várias colunas. Desta forma, foi necessário expandir o modelo original.

A primeira diferença que se pode observar na análise de plataformas semi-submersíveis, é a existência de mais colunas, uma vez que a monocoluna caracteriza-se por ser uma estrutura flutuante de casco cilíndrico e a semi-submersível por um deck apoiado em várias colunas.

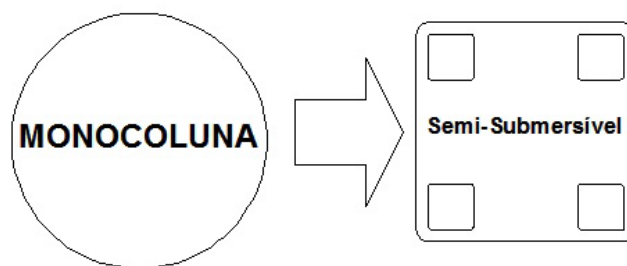


Figura 4.2 - Diferenças entre o casco da monocoluna e da semi-submersível

O arranjo estrutural da semi-submersível eleva a complexidade do problema, pois, seria extremamente conservador e inverossímil considerar que todas as colunas estejam submetidas a forças oscilatórias simultaneamente. Uma vez que, dependendo da direção de incidência da corrente, pode ocorrer um efeito de sombra de uma coluna sobre a outra. Nesta situação, existem duas colunas alinhadas com a corrente, e apenas a primeira a receber a corrente que estaria submetida a forças oscilatórias.

Isso ocorre, pois, uma vez que tenha ocorrido o desprendimento de vórtices, o escoamento se desestabiliza após o primeiro obstáculo perdendo as características necessárias para que o fenômeno ocorra novamente.

Desta maneira, foi criada uma rotina de cálculo que permitisse ao programa avaliar a existência ou não desse efeito de sombra, e, desta maneira, impor a força de oscilação somente às colunas verdadeiramente submetidas ao fenômeno. Esta modelagem será detalhada no item 4.3.1.

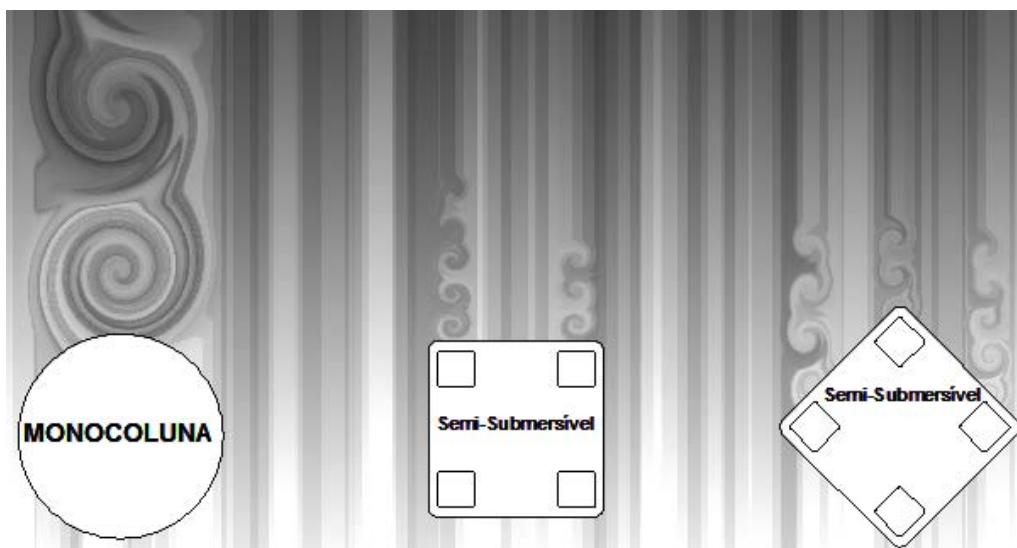


Figura 4.3 – Diferenças no número de esteiras de vórtices da Monocoluna, Semi-Submersível com aproamento de 0° e com aproamento de 45°

Outra diferença importante entre os dois modelos reside no número de Strouhal. Para o caso da monocoluna, trata-se de uma estrutura cilíndrica, porém, no caso da semi-submersível suas colunas possuem, geralmente, um formato quadrangular, fato que não apenas altera número de Strouhal, mas que o tornará dependente do ângulo de incidência da corrente.

4.3.1 Modelagem Numérica do efeito de Sombra

O efeito de sombra (Figura 4.4) foi modelado no programa desenvolvido para esta tese, através de um cálculo vetorial. A cada passo de tempo, é verificada a projeção vetorial entre um vetor que liga o centro de cada coluna com relação a um vetor perpendicular ao sentido da corrente. Para essa avaliação propõe-se o seguinte critério, caso o valor da projeção seja menor ou igual a $0,95D$, onde “D” é o diâmetro equivalente da coluna, considera-se que a coluna à jusante encontra-se em região de sombra e, desta maneira, não contribuirá com o movimento transversal da unidade. Na Figura 4.5, pode-se ver uma ilustração de como é realizado este cálculo. Ao término dessa avaliação, o programa define quais colunas estão submetidas ao desprendimento de vórtices. Essa modelagem baseia-se em descrições do fenômeno publicadas nos trabalhos de MOE e WAALS, e na orientação do próprio BLEVINS sobre situações onde existem diversos corpos submetidos ao VIM, porém, dotados de movimento de corpo rígido.

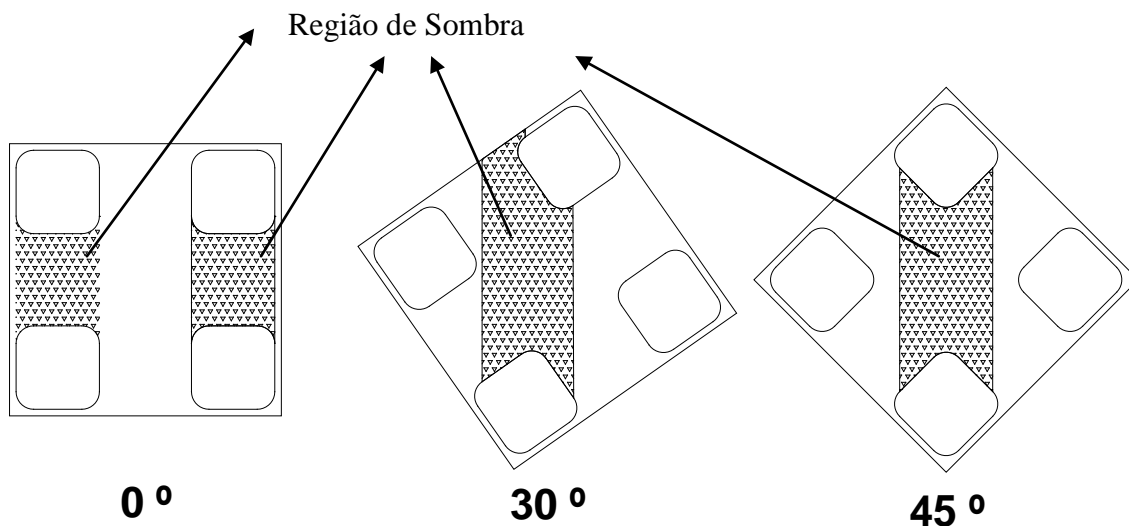


Figura 4.4 - Regiões de Sombra em uma Plataforma Semi-Submersível

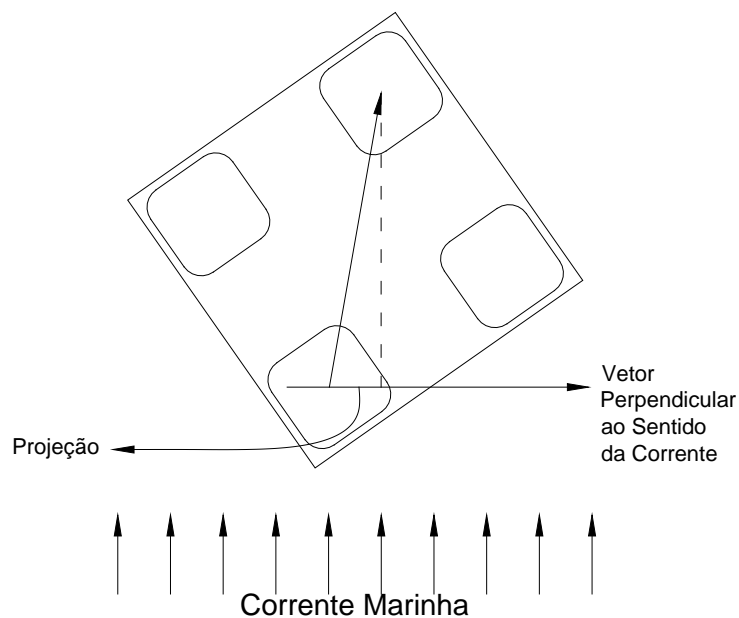


Figura 4.5 - Projeção Vetorial para obtenção da Região de Sombra

4.4 Programa desenvolvido em FORTRAN

O programa desenvolvido para esta tese consiste em um módulo de análise dinâmica não linear no domínio do tempo para um corpo rígido com 6 (seis) graus de liberdade onde os apoios podem ser fornecidos como molas não lineares representadas por barras de treliça ou por linhas em catenária, cujo os esforços são obtidos através da formulação clássica. A análise dinâmica é realizada utilizando-se o algoritmo de

Newmark para a integração da resposta da estrutura no tempo. Os detalhes do programa são apresentados nos demais itens deste capítulo.

4.4.1 Unidades Flutuantes Aceitas pelo Programa

O programa desenvolvido para esta tese foi preparado para estimar o efeito do desprendimento de vórtices em corpos rígidos formados por um, ou mais cilindros. Desta forma, é possível representar de forma simplificada as duas principais estruturas submetidas ao fenômeno de desprendimento de vórtices.

O modelo com mais de um cilindro é fornecido ao programa em um formato de arranjo através do número de colunas e linhas com cilindros e da distância das colunas entre si em cada uma das direções do sistema local do corpo rígido. Essa formatação está apresentada na Figura 4.6. Além dos dados geométricos, é necessário fornecer os centros de massa, empuxo e movimento, além, da massa total, que será distribuída de forma equânime pelos cilindros presentes no modelo.

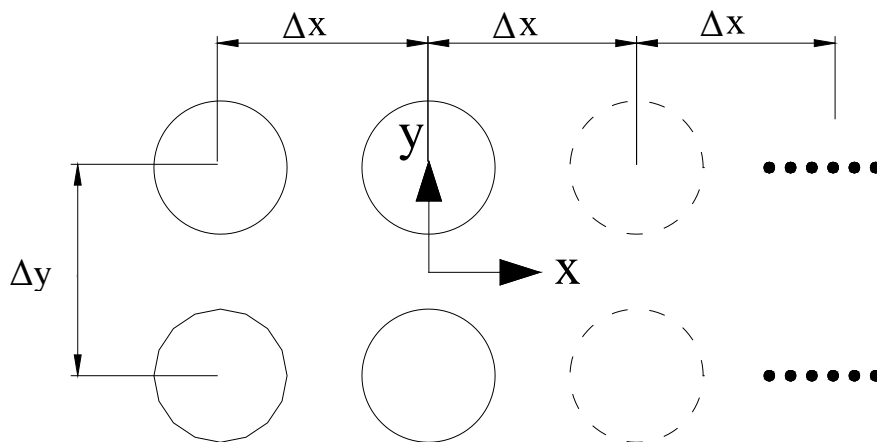


Figura 4.6 – Exemplo de um arranjo de um corpo com mais de um cilindro.

4.4.2 Cálculo da Matriz de Rigidez (Condições de Contorno)

A matriz de rigidez é obtida através da definição das condições de contorno do problema a ser estudado. Buscando representar as principais condições de contorno, as quais, as estruturas flutuantes podem estar submetidas, foram implementadas duas formas de condição de contorno básicas: a primeira busca representar as condições de

contorno observadas na maioria dos ensaios experimentais publicados nos últimos anos. Geralmente, esses ensaios adotam molas horizontais como representação dos sistemas de ancoragem, desta forma, implementou-se a opção de o usuário fornecer a condição de contorno na forma de barras de treliça. A segunda forma de entrada de condição de contorno, foi implementada para representar as condições de operação e projeto das plataformas flutuantes. O usuário pode definir um conjunto de linhas em catenária que representam tanto *risers* quanto linhas de ancoragem. A restauração fornecida por este sistema de linhas é obtida fazendo-se uso da equação clássica da catenária.

As duas formas de condição de contorno são descritas com maiores detalhes nos itens a) e b) respectivamente.

a) Modelo com Barras de Treliça

As equações 4.32, 4.33, 4.34 apresentam o cálculo utilizado para obtenção da matriz de rigidez do corpo flutuante e seu sistema de ancoragem composto por molas. Para as molas, emprega-se um modelo de treliça considerando o acréscimo de rigidez causado por uma pré-tração na barra.

$$\mathbf{K}_T = \mathbf{R}^T \times \mathbf{k}_T \times \mathbf{R} \quad (4.32)$$

$$\mathbf{K}_{TCM} = \mathbf{T}^T \times \mathbf{K}_T \times \mathbf{T} \quad (4.33)$$

$$\mathbf{K} = \sum_l \mathbf{K}_{TCM}^l + \mathbf{K}_H \quad (4.34)$$

onde:

\mathbf{k}_T é a matriz local do elemento de treliça (mola), considerando o efeito da pré-tração (4.35);

\mathbf{K}_T é a matriz de elemento de treliça rotacionada para o sistema de eixos global;

\mathbf{K}_{TCM} é a matriz de rigidez de um elemento de treliça, transladada para o centro de movimento do corpo flutuante;

\mathbf{K} é a matriz de rigidez global da estrutura, levando-se em consideração a contribuição de cada elemento de treliça e a rigidez hidrostática do flutuante;

\mathbf{K}_H é a matriz de rigidez hidrostática (CHOU, 1983);

\mathbf{R} é a matriz de rotação (4.37);

\mathbf{T} é a matriz de transferência (4.38).

$$\mathbf{k}_T = \begin{bmatrix} \frac{EA}{L} & 0 & 0 & -\frac{EA}{L} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{P}{L} & 0 & 0 & -\frac{P}{L} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{P}{L} & 0 & 0 & -\frac{P}{L} \\ -\frac{EA}{L} & 0 & 0 & \frac{EA}{L} & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{P}{L} & 0 & 0 & -\frac{P}{L} & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{P}{L} & 0 & 0 & -\frac{P}{L} \end{bmatrix} \quad (4.35)$$

$$P = FPT + \frac{EA \times \Delta L}{L} \quad (4.36)$$

onde:

E é o módulo de elasticidade da barra;

A é a área da seção da barra;

L é o comprimento da barra;

ΔL é o alongamento da barra;

FPT é a pré-tração inicial existente na barra.

$$\mathbf{R} = \begin{bmatrix} \cos(\theta) \times \cos(\varphi) & \sin(\theta) & \cos(\theta) \times \sin(\varphi) & 0 & 0 & 0 \\ -\cos(\varphi) \times \sin(\theta) & \cos(\theta) & -\sin(\varphi) \times \sin(\theta) & 0 & 0 & 0 \\ -\sin(\varphi) & 0 & \cos(\varphi) & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \cos(\theta) \times \cos(\varphi) & \sin(\theta) & \cos(\theta) \times \sin(\varphi) \\ 0 & 0 & 0 & -\cos(\varphi) \times \sin(\theta) & \cos(\theta) & -\sin(\varphi) \times \sin(\theta) \\ 0 & 0 & 0 & -\sin(\varphi) & 0 & \cos(\varphi) \end{bmatrix} \quad (4.37)$$

onde:

φ é o ângulo que a projeção da barra no plano XZ faz com o eixo X;

θ é o ângulo que a barra faz com o plano XZ.

$$\mathbf{T} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & (Z_T - Z_{CM}) & -(Y_T - Y_{CM}) \\ 0 & 1 & 0 & -(Z_T - Z_{CM}) & 0 & (X_T - X_{CM}) \\ 0 & 0 & 1 & (Y_T - Y_{CM}) & -(X_T - X_{CM}) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.38)$$

onde:

X_T, Y_T, Z_T são as coordenadas da extremidade da barra conectada ao corpo rígido (sistema de eixos globais);

X_{CM}, Y_{CM}, Z_{CM} são as coordenadas do centro de movimento do corpo flutuante (sistema de eixos globais).

$$K_H = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \sum_{i=1}^{N_{Colunas}} \rho_w \cdot g \cdot A_i & \sum_{i=1}^{N_{Colunas}} \rho_w \cdot g \cdot A_i \cdot Y_i & \sum_{i=1}^{N_{Colunas}} \rho_w \cdot g \cdot A_i \cdot X_i & 0 \\ 0 & 0 & \sum_{i=1}^{N_{Colunas}} \rho_w \cdot g \cdot A_i \cdot Y_i & \sum_{i=1}^{N_{Colunas}} \rho_w \cdot g \cdot A_i \cdot Y_i^2 + \frac{1}{16} A_i D^2 & \sum_{i=1}^{N_{Colunas}} \rho_w \cdot g \cdot A_i \cdot Y_i \cdot X_i & 0 \\ 0 & 0 & \sum_{i=1}^{N_{Colunas}} \rho_w \cdot g \cdot A_i \cdot X_i & \sum_{i=1}^{N_{Colunas}} \rho_w \cdot g \cdot A_i \cdot Y_i \cdot X_i & \sum_{i=1}^{N_{Colunas}} \rho_w \cdot g \cdot A_i \cdot X_i^2 + \frac{1}{16} A_i D^2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (4.39)$$

onde:

ρ_w é a massa específica da água (kg/m^3);

g é a aceleração da gravidade;

D é o diâmetro hidrodinâmico;

X_i é a distância no eixo X do centro da coluna até o centro de gravidade do corpo rígido;

Y_i é a distância no eixo Y do centro da coluna até o centro de gravidade do corpo rígido;

$N_{Colunas}$ = Número de Colunas.

b) Modelo com Linhas em Catenária

Como dito anteriormente, além do modelo apresentado no item a), existe a opção da condição de contorno ser fornecida por um conjunto de linhas em catenária. Nesta opção, a matriz de rigidez será obtida aplicando-se um deslocamento incremental em cada um dos 6 (seis) graus de liberdade e observando as forças que as linhas

exercem sobre a plataforma. O procedimento apresentado é repetido a cada passo da análise, garantindo assim, a consideração de todas as não linearidades existentes no modelo. Porém, cabe aqui ressaltar que este tipo de modelagem despreza a dinâmica das linhas, tendo em vista que as forças inerciais que agem sobre elas foram desconsideradas. As equações para o cálculo das forças das linhas foram retiradas do livro *Floating Structures*(1998) e do projeto final de curso de LACERDA(2005). A parcela referente à rigidez hidrostática retirada de CHOU(1983) é a mesma que foi apresentada no item a).

4.4.3 Introdução Teórica ao Cálculo de Catenárias

A catenária (Figura 4.7) é a forma geométrica que o trecho suspenso de um cabo assume quando está submetido a um carregamento distribuído ao longo de seu comprimento. Por ser obtida desprezando-se qualquer rigidez a flexão, esta forma geométrica proporciona uma estrutura submetida unicamente a esforços de tração, não havendo, portanto, esforços de flexão.

Esta forma geométrica é amplamente utilizada na indústria offshore, uma vez que, devido à grande esbeltez das linhas conectadas à plataforma, estas possuem preponderantemente o comportamento estrutural de um cabo e não o de uma viga.

A formulação aqui apresentada, leva em consideração a deformação axial da linha e pode ser utilizada para representar tanto linhas que tenham trechos apoiados no leito marinho, quanto linhas que encontrem o leito marinho com um ângulo diferente de zero, chamadas de *taut-leg*.

Como foi dito anteriormente, a influência das diversas linhas conectadas a uma plataforma é representada na forma das forças que estas linhas exercem sobre a plataforma, e estas forças são obtidas através da equação de equilíbrio da catenária. Partindo-se de um trecho infinitesimal de uma linha em catenária qualquer (Figura 4.7), tem-se:

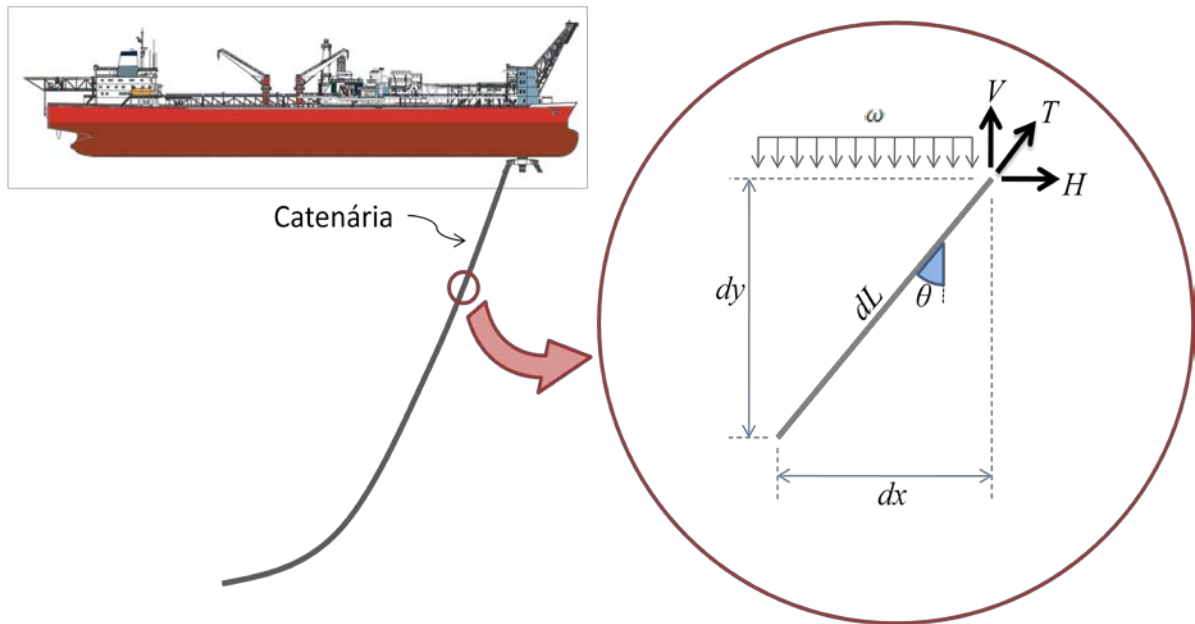


Figura 4.7 – Desenho Esquemático de uma linha em catenária e um trecho infinitesimal

$$dL = dS * \left(1 + \frac{T}{EA}\right) \quad (4.40)$$

Onde:

dL é o comprimento deformado infinitesimal da linha;

dS é o comprimento indeformado da linha;

T é a tração no segmento infinitesimal;

EA é a rigidez axial do segmento infinitesimal.

Observando-se a Figura 4.7 podemos concluir as seguintes relações:

$$dL^2 = dx^2 + dy^2 \quad (4.41)$$

$$\frac{dx}{dy} = \tan \theta \quad (4.42)$$

$$\sin \theta = \frac{dx}{dL} = \frac{dx}{dS * \left(1 + \frac{T}{EA}\right)} \quad (4.43)$$

$$\cos \theta = \frac{dy}{dL} = \frac{dy}{dS * \left(1 + \frac{T}{EA}\right)} \quad (4.44)$$

Podemos concluir também que a força vertical atuante está equilibrada como peso suspenso da linha que pode ser obtido da seguinte maneira:

$$V(S) = \gamma S \quad (4.45)$$

Onde:

γ é o peso por metro da linha;

S é uma dada posição ao longo do comprimento da linha;

V é a componente vertical da tração em um dado ponto S do comprimento da linha;

Assim, obtêm-se as seguintes relações:

$$T^2 = FH^2 + V^2 = FH^2 + \gamma^2 S^2 \quad (4.46)$$

$$FH = \tan \theta \gamma S \quad (4.47)$$

Sendo FH a componente horizontal da força de tração da linha.

Substituindo-se a equação (4.42) na equação (4.47), obtém-se:

$$FH = \frac{dx}{dy} \gamma S \quad (4.48)$$

Primeiramente, vamos isolar o termo dy, para isso é necessário substituir o termo dx, pela equação (4.43):

$$FH = \frac{\gamma S}{dy} \sin \theta dS \left(1 + \frac{T}{EA}\right) \quad (4.49)$$

Seno de teta pode ser obtido por:

$$\sin \theta = \sqrt{1 - \cos^2 \theta} = \sqrt{1 - \left(\frac{dy}{dS * \left(1 + \frac{T}{EA}\right)}\right)^2} \quad (4.50)$$

Com isso, elimina-se o ângulo teta da equação, deixando esta dependente unicamente de dy.

Para retirarmos o termo dy de dentro da raiz, eleva-se os dois lados da equação ao quadrado:

$$FH^2 = \frac{\gamma^2 S^2}{dy^2} \left[1 - \left(\frac{dy}{dS \left(1 + \frac{T}{EA} \right)} \right)^2 \right] dS^2 \left(1 + \frac{T}{EA} \right)^2 \quad (4.51)$$

Simplificando a equação tem-se:

$$FH^2 = \left[\frac{\gamma^2 S^2}{dy^2} - \frac{\gamma^2 S^2}{dS^2 \left(1 + \frac{T}{EA} \right)^2} \right] dS^2 \left(1 + \frac{T}{EA} \right)^2 \quad (4.52)$$

$$FH^2 = \frac{\gamma^2 S^2 dS^2 \left(1 + \frac{T}{EA} \right)^2}{dy^2} - \gamma^2 S^2 \quad (4.53)$$

$$dy^2 = \frac{\gamma^2 S^2 dS^2 \left(1 + \frac{T}{EA} \right)^2}{FH^2 + \gamma^2 S^2} \quad (4.54)$$

Colocando T em função de FH, γ e S chega-se a seguinte relação:

$$\begin{aligned} dy^2 &= \frac{\gamma^2 S^2 dS^2 \left(1 + \frac{\sqrt{FH^2 + \gamma^2 S^2}}{EA} \right)^2}{H^2 + \gamma^2 S^2} \\ &= \left(\frac{\omega S dS}{\sqrt{FH^2 + \gamma^2 S^2}} + \frac{\gamma S dS}{EA} \right)^2 \end{aligned} \quad (4.55)$$

$$dy = \frac{\gamma S dS}{\sqrt{FH^2 + \gamma^2 S^2}} + \frac{\gamma S dS}{EA} \quad (4.56)$$

Integrando-se ambos os lados considerando a condição de contorno de que $y(0)$ é igual a zero chega-se a seguinte relação:

$$y(S) = \frac{\gamma S^2}{2EA} + \frac{\sqrt{FH^2 + \gamma^2 S^2} + FH}{\gamma} \quad (4.57)$$

A mesma demonstração pode ser realizada para determinar a equação de variação de x e função do comprimento de linha S . Primeiramente, substitui-se a equação (4.44) na equação 9, retirando assim, o termo dy :

$$FH = \frac{\gamma S}{\cos \theta dS \left(1 + \frac{T}{EA}\right)} dx \quad (4.58)$$

De posse dessa nova equação, substitui-se o termo cosseno de teta, deixando a equação dependente unicamente de dx . Isto é realizado utilizando-se a relação trigonométrica existente entre senos e cossenos e a equação (4.43):

$$FH = \frac{\gamma S}{\sqrt{1 - \frac{dx^2}{dS^2 \left(1 + \frac{T}{EA}\right)^2}} dS \left(1 + \frac{T}{EA}\right)} dx \quad (4.59)$$

Simplificando e colocando dx em evidência tem-se:

$$FH^2 = \frac{\omega^2 S^2}{\left(1 - \frac{dx^2}{dS^2 \left(1 + \frac{T}{EA}\right)^2}\right) dS^2 \left(1 + \frac{T}{EA}\right)^2} dx^2 \quad (4.60)$$

$$dx^2 = \frac{FH^2}{\gamma^2 S^2} \left(1 - \frac{dx^2}{dS^2 \left(1 + \frac{T}{EA}\right)^2}\right) dS^2 \left(1 + \frac{T}{EA}\right)^2 \quad (4.61)$$

$$dx^2 = \frac{FH^2}{\gamma^2 S^2} \left(dS^2 \left(1 + \frac{T}{EA}\right)^2 - dx^2\right) \quad (4.62)$$

$$dx^2 \left(1 + \frac{FH^2}{\gamma^2 S^2}\right) = \frac{FH^2}{\omega^2 S^2} dS^2 \left(1 + \frac{T}{EA}\right)^2 \quad (4.63)$$

Substituindo-se T pela relação com FH, ω e S obtêm-se:

$$dx^2 = \frac{FH^2}{FH^2 + \gamma^2 S^2} dS^2 \left(1 + \frac{\sqrt{FH^2 + \gamma^2 S^2}}{EA} \right)^2 \quad (4.64)$$

$$dx^2 = FH^2 dS^2 \left(\frac{1}{\sqrt{FH^2 + \gamma^2 S^2}} + \frac{1}{EA} \right)^2 \quad (4.65)$$

$$dx = FH dS \left(\frac{1}{\sqrt{FH^2 + \gamma^2 S^2}} + \frac{1}{EA} \right) \quad (4.66)$$

Integrando-se os dois lados da equação e considerando a condição de contorno $x(0) = 0$ tem-se:

$$x(S) = \frac{FH S}{EA} + \frac{FH}{\gamma} \sinh^{-1} \left(\frac{\gamma S}{FH} \right) \quad (4.67)$$

A equações (4.57) e (4.67) descrevem a variação das coordenadas x e y ao longo do comprimento da linha para o trecho suspenso do cabo. Manipulando estas duas equações podemos concluir que:

$$X_{susp} = \frac{FH S}{EA} + \frac{FH}{\gamma} \sinh^{-1} \left(\frac{\gamma S_{susp}}{FH} \right) \quad (4.68)$$

$$Y_{total} = Y_{susp} = \frac{\omega S_{susp}^2}{2EA} + \frac{\sqrt{FH^2 + \gamma^2 S_{susp}^2} + FH}{\gamma} \quad (4.69)$$

Onde:

X_{susp} é a projeção horizontal do comprimento suspenso de linha;

Y_{susp} é a projeção vertical do comprimento suspenso de linha;

S_{susp} é o comprimento de linha suspenso.

Entretanto, as linhas conectadas a sistemas flutuantes em sua maioria não estão inteiramente suspensas; pois, elas possuem trechos apoiados sobre o leito marinho; desta forma, a projeção horizontal total é obtida da seguinte forma:

$$X_{total} = \frac{FH S}{EA} + \frac{FH}{\gamma} \sinh^{-1} \left(\frac{\gamma S_{susp}}{FH} \right) + (S_{total} - S_{susp}) \left(1 + \frac{FH}{EA} \right) \quad (4.70)$$

Podemos observar nas equações (4.57), (4.67), (4.69) e (4.70) que a geometria da linha é dependente da força horizontal, que é constante ao longo de toda a linha, porém, como foi dito anteriormente, o objetivo do programa é obter os esforços das linhas. Assim sendo, o programa desconhece o valor dessa força no início da análise, fazendo-se necessária a utilização de uma metodologia iterativa para obtenção desse valor e, conseqüentemente, da geometria da linha.

Esquema de Cálculo das linhas em catenária:

Inicialmente, são fornecidos os seguintes dados:

- Posição da âncora (Projeção Horizontal da linha) ou ângulo de Topo
- Posição do Topo (Projeção Vertical da linha)
- Número de trechos e propriedades físicas de cada trecho (Comprimento, Peso por metro, rigidez axial)

De posse dos dados iniciais, o programa faz uso do método de Newton-Raphson para a obtenção dos esforços e da geometria da linha. Primeiramente, o programa estima o valor da força horizontal; e posteriormente verifica se a linha atende aos dados iniciais de projeção vertical e horizontal, e caso não atenda, a força horizontal é alterada até que se encontre o valor que é a solução do problema. Essa alteração da força horizontal é realizada utilizando-se o método de Newton-Raphson; aplica-se uma variação pequena na força para assim, determinar como a resposta varia de acordo com a alteração da força horizontal e assim, estimar a nova força horizontal. Este procedimento é repetido até que os valores encontrados para as projeções vertical e horizontal estejam atendendo

o critério de convergência. Ao término deste cálculo, tem-se a geometria e força horizontal de equilíbrio para a linha nas condições fornecidas.

4.4.4 Cálculo da Matriz de Massa

A matriz de massa é considerada como sendo a soma da matriz de massa do casco (lastro + convéses) com a matriz de massa adicionada (equação 4.71). A matriz de massa estrutural será calculada considerando-se que o corpo rígido possui o formato de um cilindro. Desta forma, deve-se fornecer ao programa a altura, a espessura, o diâmetro e o peso específico do material que constitui o cilindro. O valor de massa adicionada será considerado de forma simplificada como sendo igual à massa do volume de água deslocado. As matrizes são apresentadas nas equações 4.72 a 4.78:

$$\mathbf{M} = \mathbf{M}_e + \mathbf{M}_a \quad (4.71)$$

onde:

\mathbf{M} é a matriz de massa;

\mathbf{M}_e é a matriz de massa do casco e do lastro;

\mathbf{M}_a é matriz de massa adicionada.

$$M_{e_{11}} = M_{e_{22}} = M_{e_{33}} = \pi \times t \times (D - t) \times \frac{\gamma}{g} \times H \quad (4.72)$$

$$M_{e_{44}} = \sum_{i=1}^{N_{Colunas}} \left[\frac{(D - t)}{4} \cdot \frac{t\pi\gamma H}{g} \cdot \left(\frac{(D - t)^2}{4} + \frac{H^2}{3} \right) + M_{e_{11}} \cdot X_i^2 \right] \quad (4.73)$$

$$M_{e_{55}} = \sum_{i=1}^{N_{Colunas}} \left[\frac{(D - t)}{4} \cdot \frac{t\pi\gamma H}{g} \cdot \left(\frac{(D - t)^2}{4} + \frac{H^2}{3} \right) + M_{e_{11}} \cdot Y_i^2 \right] \quad (4.74)$$

$$M_{e_{66}} = \sum_{i=1}^{N_{Colunas}} \left[\frac{2\pi\gamma t H}{g} \cdot \frac{(D - t)^3}{8} + M_{e_{11}} \cdot X_i^2 + Y_i^2 \right] \quad (4.75)$$

onde:

D é o diâmetro hidrodinâmico;

t é a espessura do cilindro;

γ é o peso específico do cilindro;

H é a altura do cilindro;

g é a aceleração da gravidade.

$$\mathbf{Me} = \begin{bmatrix} Me_{11} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & Me_{22} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & Me_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & Me_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & Me_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & Me_{66} \end{bmatrix} \quad (4.76)$$

$$Ma_{11} = Ma_{22} = Ma_{33} = \frac{\pi D^2}{4} \times H \times \rho_w \quad (4.77)$$

$$\mathbf{Ma} = \begin{bmatrix} Ma_{11} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & Ma_{22} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & Ma_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (4.78)$$

4.4.5 Cálculo da Matriz de Amortecimento

A fim de representar o amortecimento causado pelo sistema de ancoragem sobre a plataforma e outros efeitos, foi adotada uma matriz de amortecimento proporcional às matrizes de massa e de rigidez (amortecimento de *Rayleigh*- BATHE(1982)).

$$\mathbf{C} = \alpha \mathbf{rM} + \beta \mathbf{rK} \quad (4.79)$$

onde:

αr é o coeficiente que multiplica a matriz de massa;

βr é o coeficiente que multiplica a matriz de amortecimento.

Os coeficientes utilizados na equação 4.79, são dependentes da frequência de vibração que se deseja amortecer e da taxa de amortecimento que se deseja impor a essa frequência. Através da relação representada na Equação 4.80, obtém-se os coeficientes αr e βr .

$$\alpha r + \beta r \omega^2 = 2\omega \xi \quad (4.80)$$

onde:

ω é a frequência que se deseja amortecer

ξ é a taxa de amortecimento (porcentagem de amortecimento crítico)

Para obtermos os dois parâmetros, primeiramente definem-se duas frequências alvo (ω_1 e ω_2) e duas taxas de amortecimento, uma para cada frequência (ξ_1 e ξ_2). De posse desses valores, monta-se um sistema de duas equações e duas incógnitas (equação 4.81) sendo que a solução desse sistema nos fornece o valor dos coeficientes.

$$\begin{cases} \alpha r + \beta r \omega_1^2 = 2\omega_1 \xi_1 \\ \alpha r + \beta r \omega_2^2 = 2\omega_2 \xi_2 \end{cases} \quad (4.81)$$

4.4.6 Análise Não Linear

Os sistemas estruturais que descrevem o comportamento dos sistemas flutuantes caracterizam-se por apresentar uma não linearidade geométrica. Isso acarreta uma matriz de rigidez dependente do deslocamento estrutural, ou seja, a cada passo da análise esta precisa ser atualizada.

Sendo assim, no programa desenvolvido em FORTRAN foi adotada uma estratégia iterativa. Utilizou-se a método de Newton-Raphson modificado, o qual será apresentado no item a).

a) Análise Dinâmica

A análise dinâmica consiste da solução de um sistema de equações diferenciais parciais similar ao de uma análise estática, apenas acrescido dos efeitos inerciais e de amortecimento. O sistema a ser resolvido é o da equação 4.82.

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{U}}(t) + \mathbf{C}\dot{\mathbf{U}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{U}(t) = \mathbf{F}(t) \quad (4.82)$$

$\mathbf{F}(t)$ é o vetor de forças, sendo constituído pelas forças de arrasto, amortecimento e sustentação. Para resolver a equação 4.82, foi utilizado o algoritmo de Newmark como descrito a seguir.

4.4.7 Algoritmo de Newmark

O método de Newmark é um método de integração direta, no tempo, das equações de movimento, ou seja, o equilíbrio não é garantido para qualquer tempo “ t ”, mas sim para intervalos discretos distantes de Δt . É importante salientar que o método de Newmark caracteriza-se como sendo um método “implícito”, assim sendo, ele utiliza o equilíbrio no tempo “ $t + \Delta t$ ” para obter a solução no tempo “ $t + \Delta t$ ”. Logo, o sistema efetivo a ser resolvido é acoplado. As equações 4.83 e 4.84 representam as premissas adotadas no método (BATHE-1982).

Operadores para definir a variação dos deslocamentos e velocidades:

$$\mathbf{U}^{t+\Delta t} = \mathbf{U}^t + \Delta t \dot{\mathbf{U}}^t + \frac{\Delta t^2}{2} [(1-2\beta)\ddot{\mathbf{U}}^t + 2\beta\ddot{\mathbf{U}}^{t+\Delta t}] \quad (4.83)$$

$$\dot{\mathbf{U}}^{t+\Delta t} = \dot{\mathbf{U}}^t + \Delta t [(1-\gamma)\ddot{\mathbf{U}}^t + \gamma\ddot{\mathbf{U}}^{t+\Delta t}] \quad (4.84)$$

Os parâmetros γ e β são determinados para definir a precisão e a estabilidade da integração numérica. Newmark propôs como um esquema incondicionalmente estável que fosse utilizado: $\gamma = 1/2$ e $\beta = 1/4$. Este esquema é conhecido como regra trapezoidal (BATHE-1982).

Isolando-se na equação 4.83 o termo $\ddot{\mathbf{U}}^{t+\Delta t}$, referente ao vetor de acelerações no tempo “ $t + \Delta t$ ” tem-se;

$$\ddot{\mathbf{U}}^{t+\Delta t} = \frac{[\mathbf{U}^{t+\Delta t} - \mathbf{U}^t]}{\beta \Delta t^2} - \frac{\dot{\mathbf{U}}^t}{\beta \Delta t} - \ddot{\mathbf{U}}^t \left(\frac{1}{2\beta} - 1 \right) \quad (4.85)$$

substituindo-se a equação 4.85 na equação 4.84 tem-se;

$$\dot{\mathbf{U}}^{t+\Delta t} = \frac{\gamma [\mathbf{U}^{t+\Delta t} - \mathbf{U}^t]}{\beta \Delta t} + \dot{\mathbf{U}}^t \frac{(\beta - \gamma)}{\beta} + \ddot{\mathbf{U}}^t \left(1 - \frac{\gamma}{2\beta} \right) \Delta t \quad (4.86)$$

assim, obtem-se os operadores de Newmark em termos de acelerações e velocidades (eq. 4.85 e 4.86), onde os deslocamentos são as incógnitas primárias. Considerando agora a equação 4.82 para o instante de tempo “ $t + \Delta t$ ” e substituindo-se $\dot{\mathbf{U}}^{t+\Delta t}$ e $\ddot{\mathbf{U}}^{t+\Delta t}$ pelas equações 4.86 e 4.85 respectivamente, tem-se;

$$\begin{aligned} & \mathbf{M} \left[\frac{[\mathbf{U}^{t+\Delta t} - \mathbf{U}^t]}{\beta \Delta t^2} - \frac{\dot{\mathbf{U}}^t}{\beta \Delta t} - \ddot{\mathbf{U}}^t \left(\frac{1}{2\beta} - 1 \right) \right] + \\ & + \mathbf{C} \left[\frac{\gamma [\mathbf{U}^{t+\Delta t} - \mathbf{U}^t]}{\beta \Delta t} + \dot{\mathbf{U}}^t \frac{(\beta - \gamma)}{\beta} + \ddot{\mathbf{U}}^t \left(1 - \frac{\gamma}{2\beta} \right) \Delta t \right] + \mathbf{K} \mathbf{U}^t = \mathbf{F}^t \end{aligned} \quad (4.87)$$

Isolando o termo $\mathbf{U}(t + \Delta t)$ e passando para o lado direito da equação os termos em função do instante de tempo “ t ” pode-se escrever:

$$\begin{aligned} & \left[\mathbf{M} \frac{1}{\beta \Delta t^2} + \mathbf{C} \frac{\gamma}{\beta \Delta t} + \mathbf{K} \right] \mathbf{U}^{t+\Delta t} = \mathbf{F}^{t+\Delta t} + \mathbf{M} \left[\frac{\mathbf{U}^t}{\beta \Delta t^2} + \frac{\dot{\mathbf{U}}^t}{\beta \Delta t} + \ddot{\mathbf{U}}^t \left(\frac{1}{2\beta} - 1 \right) \right] + \\ & + \mathbf{C} \left[\frac{\gamma \mathbf{U}^t}{\beta \Delta t} - \dot{\mathbf{U}}^t \frac{(\beta - \gamma)}{\beta} - \ddot{\mathbf{U}}^t \left(1 - \frac{\gamma}{2\beta} \right) \Delta t \right] \end{aligned} \quad (4.88)$$

Logo, tem-se um sistema de equações onde os únicos termos dependentes do instante “ $t + \Delta t$ ” são os deslocamentos.

Para facilitar o entendimento, a equação 4.88 pode ser escrita em uma forma similar a da equação da análise estática, explicitando o sistema que precisa-se resolver.

$$\hat{\mathbf{A}} \times \mathbf{U}^{t+\Delta t} = \hat{\mathbf{b}} \quad (4.89)$$

onde:

$\hat{\mathbf{A}}$ é a matriz efetiva

$\hat{\mathbf{b}}$ é o vetor de forças efetivo

Para realizar uma análise dinâmica não linear, será utilizado o mesmo procedimento apresentado no item 4.4.6 para a análise estática. O sistema a ser resolvido é o representado pela equação 4.90. A incógnita primária é o acréscimo incremental do deslocamento. Trata-se do deslocamento necessário para que as forças internas do sistema estejam em equilíbrio com as forças de excitação.

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{U}}_i^{t+\Delta t} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{U}}_i^{t+\Delta t} + \mathbf{K}(\mathbf{U}_{i-1}^{t+\Delta t})\Delta\mathbf{U}_i^{t+\Delta t} = \Delta\mathbf{F}_i^{t+\Delta t} \quad (4.90)$$

onde:

t representa o instante de tempo da análise;

Δt é o passo de tempo adotado para a análise;

i representa o passo iterativo atual para um dado instante da análise;

$\mathbf{U}_i^{t+\Delta t}$ é o vetor de deslocamentos no instante de tempo “ $t + \Delta t$ ” na iteração “ i ”;

$\dot{\mathbf{U}}_i^{t+\Delta t}$ é o vetor de velocidades no instante de tempo “ $t + \Delta t$ ” na iteração “ i ”;

$\ddot{\mathbf{U}}_i^{t+\Delta t}$ é o vetor de acelerações no instante de tempo “ $t + \Delta t$ ” na iteração “ i ”;

$\Delta\mathbf{U}_i^{t+\Delta t}$ é o acréscimo incremental do deslocamento, calculado no instante de tempo “ $t + \Delta t$ ” na iteração “ i ”;

$\Delta\mathbf{F}_i^{t+\Delta t}$ representa o desequilíbrio entre as forças internas e as forças externas (equação 4.91) que será anulado com o acréscimo incremental do deslocamento ($\Delta\mathbf{U}_i^{t+\Delta t}$).

$$\Delta \mathbf{F}_i^{t+\Delta t} = \mathbf{F} \text{int}_i^{t+\Delta t} - \mathbf{F} \text{ext}_i^{t+\Delta t} \quad (4.91)$$

Repetindo-se o procedimento realizado anteriormente, substitui-se as equações 4.86 e 4.85 na equação do movimento 4.93 e a incógnita $\mathbf{U}_i^{t+\Delta t}$ pela relação representada na equação 4.92, obtendo assim um sistema de equações dependente apenas de $\Delta \mathbf{U}_i^{t+\Delta t}$ (equação 4.93).

$$\mathbf{U}_i^{t+\Delta t} = \mathbf{U}_{i-1}^{t+\Delta t} + \Delta \mathbf{U}_i^{t+\Delta t} \quad (4.92)$$

$$\begin{aligned} & \left[\mathbf{M} \frac{1}{\beta \Delta t^2} + \mathbf{C} \frac{\gamma}{\beta \Delta t} + \mathbf{K}(\mathbf{U}_{i-1}^{t+\Delta t}) \right] \Delta \mathbf{U}_i^{t+\Delta t} = \Delta \mathbf{F}_i^{t+\Delta t} + \\ & + \mathbf{M} \left[\frac{-(\mathbf{U}_{i-1}^{t+\Delta t} - \mathbf{U}^t)}{\beta \Delta t^2} + \frac{\dot{\mathbf{U}}^t}{\beta \Delta t} + \ddot{\mathbf{U}}^t \left(\frac{1}{2\beta} - 1 \right) \right] + \\ & + \mathbf{C} \left[\frac{-\gamma(\mathbf{U}_{i-1}^{t+\Delta t} - \mathbf{U}^t)}{\beta \Delta t} - \dot{\mathbf{U}}^t \frac{(1-\gamma)}{\beta} + \ddot{\mathbf{U}}^t \left(1 - \frac{\gamma}{2\beta} \right) \Delta t \right] \end{aligned} \quad (4.93)$$

Assim, o sistema efetivo de equações será:

$$\hat{\mathbf{A}} \Delta \mathbf{U}_i^{t+\Delta t} = \hat{\mathbf{b}}$$

Capítulo 5.

Análises Numéricas

5.1 Exemplos de Validação do Modelo Numérico

Com o objetivo de realizar uma validação preliminar da metodologia e do programa apresentados nesta tese, foram elaborados exemplos cujos resultados serão comparados com outra metodologia. Nestes exemplos, buscou-se minimizar os efeitos decorrentes de outros esforços, que não as forças oriundas do desprendimento de vórtices.

O foco neste momento é avaliar a ordem de grandeza das forças impostas pelo desprendimento de vórtices, a capacidade do método de representar o comportamento auto-contido do fenômeno e se este seria capaz de descrever a variação da amplitude de vibração em função da velocidade reduzida. Desta maneira, foi proposto um modelo simplificado de um cilindro conectado a molas lineares submetido à corrente uniforme, no qual como foi dito anteriormente, estariam minimizadas as influências de outros efeitos, que não os das forças de desprendimento de vórtices.

A fim de também observar o comportamento do programa diante de problemas de escalas significativamente distintas, foram elaborados dois modelos estruturais, um com dimensões e período natural próximos ao de um riser e outro com dimensões e período naturais próximos ao de uma plataforma do tipo monocoluna.

O modelo de cálculo utilizado nessa comparação, foi o modelo harmônico proposto por BLEVINS(2001). Trata-se de uma modelagem na qual a força causada pelo desprendimento de vórtices possui um comportamento senoidal ao longo do tempo e oscila na frequência de Strouhal. Este modelo admite que a força ocasionada pelo

desprendimento de vórtices é proporcional ao quadrado da velocidade de corrente, à massa específica do fluido, ao diâmetro hidrodinâmico do cilindro e a um parâmetro adimensional denominado de coeficiente de sustentação ou lift (Eq. 5.1):

$$F_{Lift} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U^2 \cdot D \cdot C_L \cdot \sin(\omega_s t) \quad (5.1)$$

onde:

F_{Lift} é a força oscilatória transversal causada pelo desprendimento de vórtices;

ρ é a massa específica do fluido;

U é a velocidade de corrente do fluido;

D é o diâmetro hidrodinâmico do cilindro estudado;

ω_s é a frequência de desprendimento de vórtices ou frequência de Strouhal;

C_L é o coeficiente de Lift ou Sustentação, um parâmetro adimensional que é dependente da geometria do cilindro, do próprio fluido e da amplitude de vibração.

O coeficiente de lift é responsável nesta modelagem por representar a interação entre a amplitude de vibração e o desprendimento de vórtices. De acordo com o que foi dito no Capítulo 3, o fenômeno de movimentos induzidos por vórtices é auto-contido, ou seja, a amplitude de vibração não aumenta indefinidamente conforme se aumenta a velocidade de corrente; pelo contrário, a amplitude tende a diminuir e o fenômeno a se extinguir. Para representar a forma como o próprio movimento afeta o fenômeno, BLEVINS realizou um levantamento da variação do coeficiente de lift em relação à amplitude de vibração. Através de resultados de ensaios experimentais ele ajustou uma curva do segundo grau para representar a variação do C_L em relação a amplitude adimensional de vibração (Eq. 5.2). Criando assim, um modelo simplificado para o fenômeno.

$$C_L \left(\frac{A_y}{D} \right) = a + b \cdot \frac{A_y}{D} + c \cdot \left(\frac{A_y}{D} \right)^2 \quad (5.2)$$

Onde:

$$a = 0,35 ; b = 0,60 ; c = -0,93$$

Como foi dito anteriormente, a curva do C_L é responsável por representar toda interação fluido-estrutura, ou seja, ela representa a forma como a geometria do corpo influencia a própria formação dos vórtices. Desta maneira, a simples comparação do modelo numérico com uma única curva de C_L , poderia deixar a dúvida de como ele se comportaria caso o C_L tivesse um comportamento distinto do ajustado por BLEVINS. Assim sendo, decidiu-se comparar os resultados numéricos com outro ajuste para o C_L encontrado na literatura. Para essa segunda comparação foi utilizada a curva C_L ajustada por Vandiver para o programa SHEAR7 (BRIDGE, 2005). A Equação 5.3 apresenta a formulação da curva utilizada pelo programa SHEAR7 (VANDIVER, 2005).

$$C_L \left(\frac{A_y}{D} \right) = \begin{cases} 0,70 - (0,70 - 0,30) \cdot \left(\frac{\frac{A_y}{D} - 0,30}{0,30} \right)^2 & \text{para } \frac{A_y}{D} \leq 0,30 \\ 0,70 - 0,70 \cdot \left(\frac{\frac{A_y}{D} - 0,30}{1,10 - 0,30} \right)^2 & \text{para } \frac{A_y}{D} > 0,30 \end{cases} \quad (5.3)$$

Uma vez que foram definidos os modelos com os quais o programa seria comparado, foram realizadas análises para dois exemplos propostos com diversas velocidades reduzidas. Adotou-se para estes exemplos o número de Strouhal de 0,20, normalmente associado a cilindros lisos. Os dados dos exemplos utilizados nas análises encontram-se na Tabela 5.1.

Tabela 5.1 - Propriedade dos Exemplos de Validação.

Propriedade	Exemplos	
	Monocoluna	Riser
Diâmetro (m)	120,00	0,20
Período Natural (s)	300,00	2,50
Comprimento (m)	35,00	1,00
Massa	170000 t	31 kg
Strouhal	0,20	0,20

5.1.1 Calibração dos Coeficientes da Equação de Van der Pol

Como foi dito no item 4.2, o modelo de cálculo baseado na equação de Van der Pol, possui coeficientes adimensionais que precisam ser calibrados para que o programa consiga estimar corretamente os movimentos induzidos por vórtices (VIM). A calibração aqui realizada partiu dos valores sugeridos por BLEVINS(2001). Sobre estes valores, foram feitas análises de sensibilidade do modelo definindo assim a calibração. O primeiro passo foi realizar todas as análises com o modelo Harmônico, que representa, nesse exemplo, a resposta da estrutura que se deseja simular. De posse desses resultados, foram realizadas análises com o objetivo de calibrar os coeficientes, a fim de obter a amplitude de movimento semelhante à maior vibração observada nos resultados do modelo harmônico. A metodologia adotada foi:

- *Primeiramente, identificar a velocidade de corrente que apresentou a maior amplitude de vibração;*
- *Alterar o parâmetro responsável pela força do fluido (a_2), para que a amplitude encontrada no modelo numérico fosse similar a observada no ensaio;*
- *Verificar o comportamento da curva no entorno da maior resposta, e ajustar o parâmetro (a_1) responsável pelo amortecimento;*
- *Verificar o comportamento da curva fora da região de lock-in e ajustar os parâmetros (a_0 e a_4);*
- *Adotar o valor encontrado para todas as velocidades analisadas.*

Os valores ajustados foram:

$a_0 = 1,92$; $a_1 = 0,84$; $a_2 = 0,30$; $a_3 = 0,00$; $a_4 = 0,12$ → Exemplo da Monocoluna

$a_0 = 1,92$; $a_1 = 0,50$; $a_2 = 0,35$; $a_3 = 0,00$; $a_4 = 0,38$ → Exemplo do Riser

Os resultados das análises encontram-se nas Figuras 5.1 e 5.2 apresentados na forma de curvas de amplitude adimensional (A/D) em função da velocidade reduzida da corrente.

A velocidade reduzida é uma velocidade adimensional, uma grandeza normalmente utilizada para avaliar curvas de resposta de fenômenos de desprendimento de vórtices.

$$VR = \frac{U}{D} T_n \quad (5.4)$$

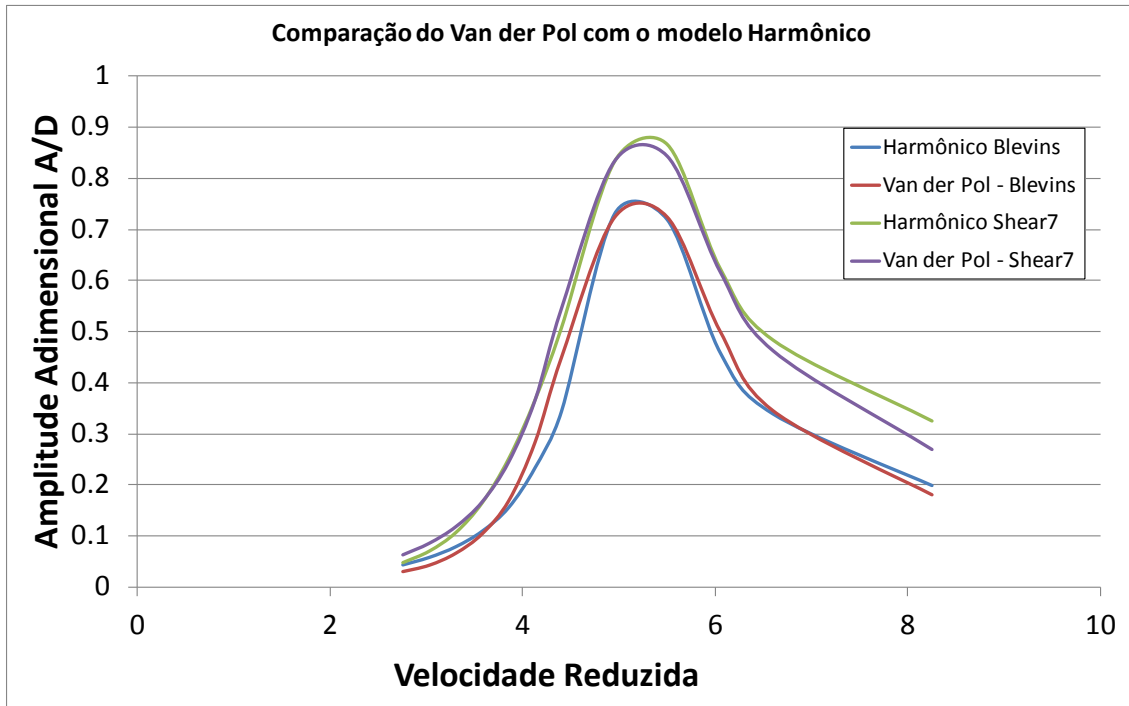


Figura 5.1 – Comparação entre os resultados obtidos para o exemplo de Monocolumna

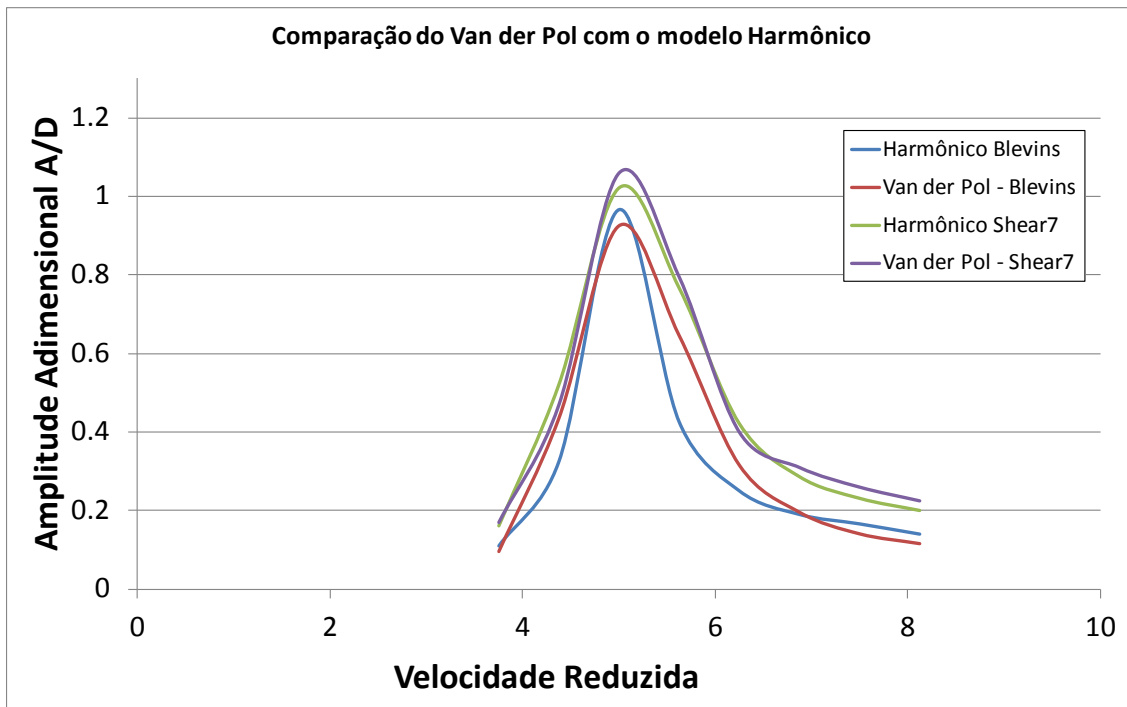


Figura 5.2 – Compara o entre os resultados obtidos para o exemplo de riser

Analisando-se os resultados obtidos, podemos constatar que o programa foi capaz de representar satisfatoriamente o comportamento esperado de estruturas submetidas ao fenômeno de desprendimento de vórtices tanto no caso de VIM quanto no caso de VIV. As curvas de resposta encontradas demonstraram que o programa caracterizou bem a região de lock-in e aspecto auto-contido do fenômeno; cabe ressaltar que as curvas de resposta estão centradas na Velocidade Reduzida 5, o que é coerente com os dados fornecidos, uma vez que, o número de Strouhal governa a frequência de desprendimento dos vórtices, definindo desta maneira, a velocidade reduzida para a qual ocorrerá o lock-in.

Tanto para o modelo que representa uma plataforma, quanto para o modelo que representa um riser, o programa foi capaz de obter resultados suficientemente próximos dos obtidos pelas metodologias utilizadas para compara o, o que demonstra a capacidade que esta metodologia tem de se adaptar a problemas distintos. Pode-se observar também, que como esperado, uma vez calibrado, o modelo numérico consegue representar o comportamento da estrutura, mesmo que os carregamentos, neste caso, as velocidades de corrente, mudem. Esses resultados demonstram o grande potencial desta metodologia.

5.2 Comparação com os Resultados obtidos através de um Ensaio Experimental de uma Plataforma do tipo Monocoluna

Neste exemplo, avalia-se o comportamento do programa ao tentar simular um ensaio experimental de uma plataforma do tipo Monocoluna. Para isso, foram utilizados os dados oriundos de um ensaio realizado em um tanque de arrasto pela PETROBRAS em 2007 (GONÇALVES et al – 2009 & LACERDA et al - 2009).

O modelo ensaiado consistia de uma plataforma conectada a 3 molas horizontais fixadas a um casco cilíndrico, representando uma plataforma do tipo monocoluna (Figura 5.3).

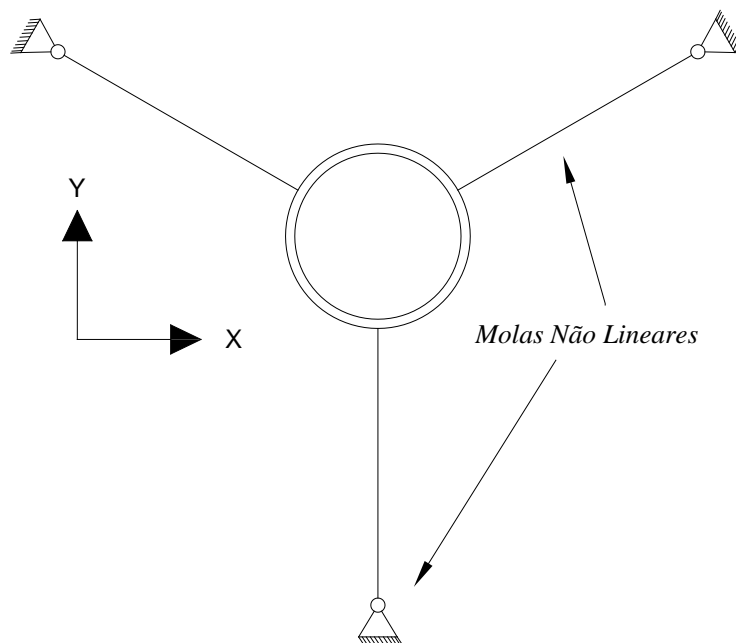


Figura 5.3– Vista do modelo do ensaio

*As molas possuem uma não linearidade geométrica

Tabela 5.2 – Propriedades Físicas do Modelo Ensaiado(GONÇALVES - 2009)

Propriedades Físicas	
Diâmetro (m)	100.00
Calado (m)	39.50
Deslocamento (t)	262000.00

Foram ensaiadas diversas velocidades de arrasto e foram utilizados 3 conjuntos de molas com rizezas distintas de: $k_1 = 10 \text{ N/m}$; $k_2 = 12 \text{ N/m}$ e $k_3 = 7 \text{ N/m}$.

A metodologia para a modelagem numérica consistiu das seguintes etapas:

- *Primeiramente, foram modelados os aspectos geométricos do ensaio (largura do tanque, comprimento das linhas, diâmetro da unidade, calado, posição de amarração das linhas no casco);*
- *na seqüencia, foi calibrado o amortecimento do modelo através dos resultados dos ensaios de decaimento;*
- *Com base nos períodos de vibração observados no ensaio, e na região de lock-in, foi calculado o número de Strouhal do modelo;*
- *por fim, foram executadas diversas análises variando-se a velocidade de corrente.*

Assim como nos exemplos anteriores, foi necessário realizar uma calibração dos coeficientes adimensionais da equação de Van der Pol. Foi realizado o mesmo procedimento descrito anteriormente (item 5.1.1). Para facilitar o trabalho, partiu-se dos valores previamente encontrados. Porém, desta vez existem 3 conjuntos de molas distintos. Escolheu-se para a calibração o resultado do modelo com rigidez de 10 kN/m . A calibração obtida será utilizada nas simulações com os demais conjuntos de molas. Assim, esta análise nos permitirá avaliar o comportamento do programa diante de mudanças na amarração da unidade. Os novos valores calibrados para este modelo foram:

$$a_0 = 1.92, a_1 = 0.34, a_2 = 0.30, a_3 = 0.00, a_4 = 0.14$$

Os resultados obtidos estão nas Figuras 5.4, 5.5 e 5.6

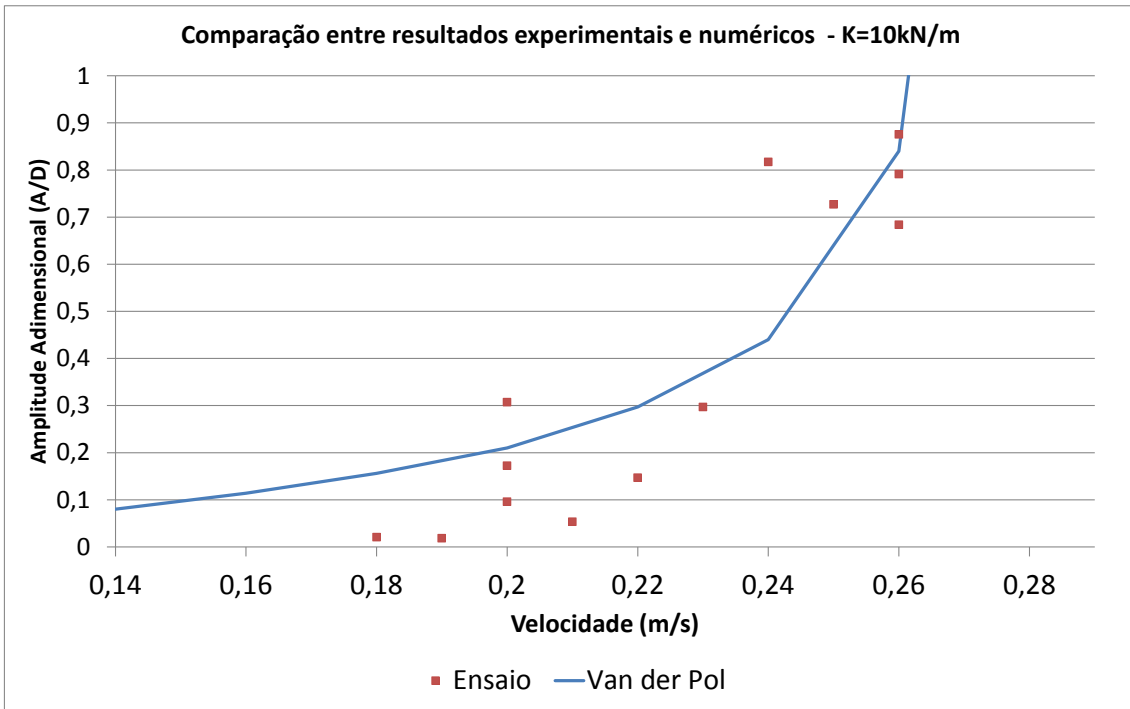


Figura 5.4 – Comparação entre os resultados numéricos e experimentais - conjunto de molas 1

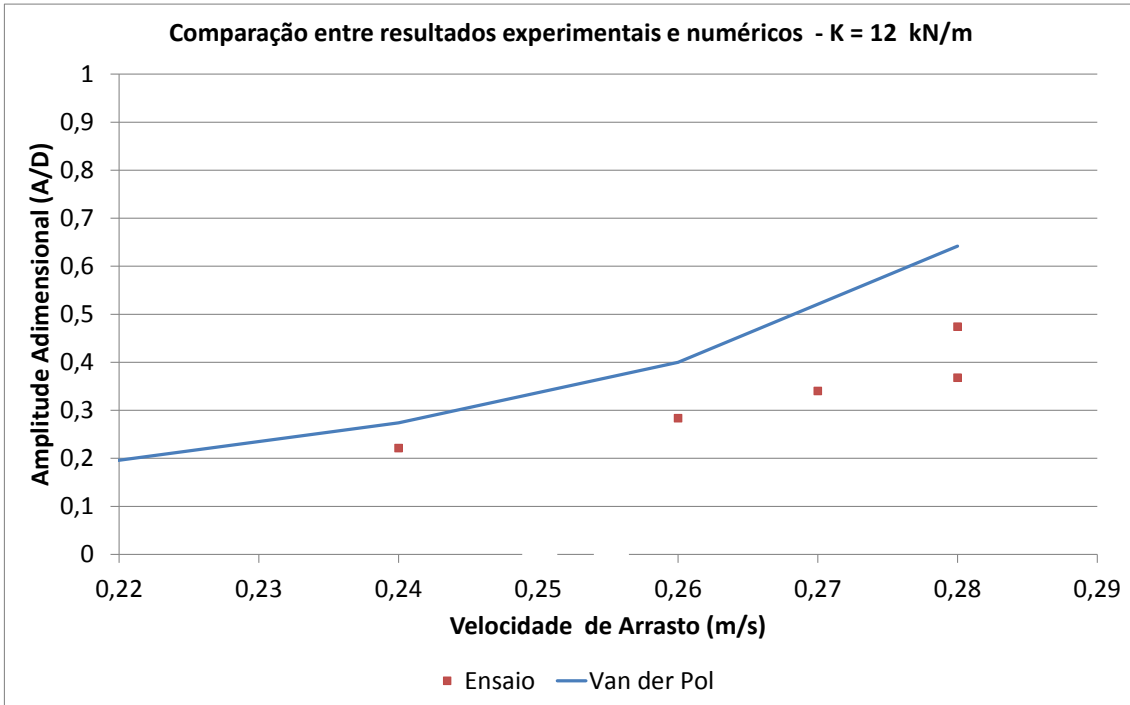


Figura 5.5 – Comparação entre os resultados numéricos e experimentais - conjunto de molas 2

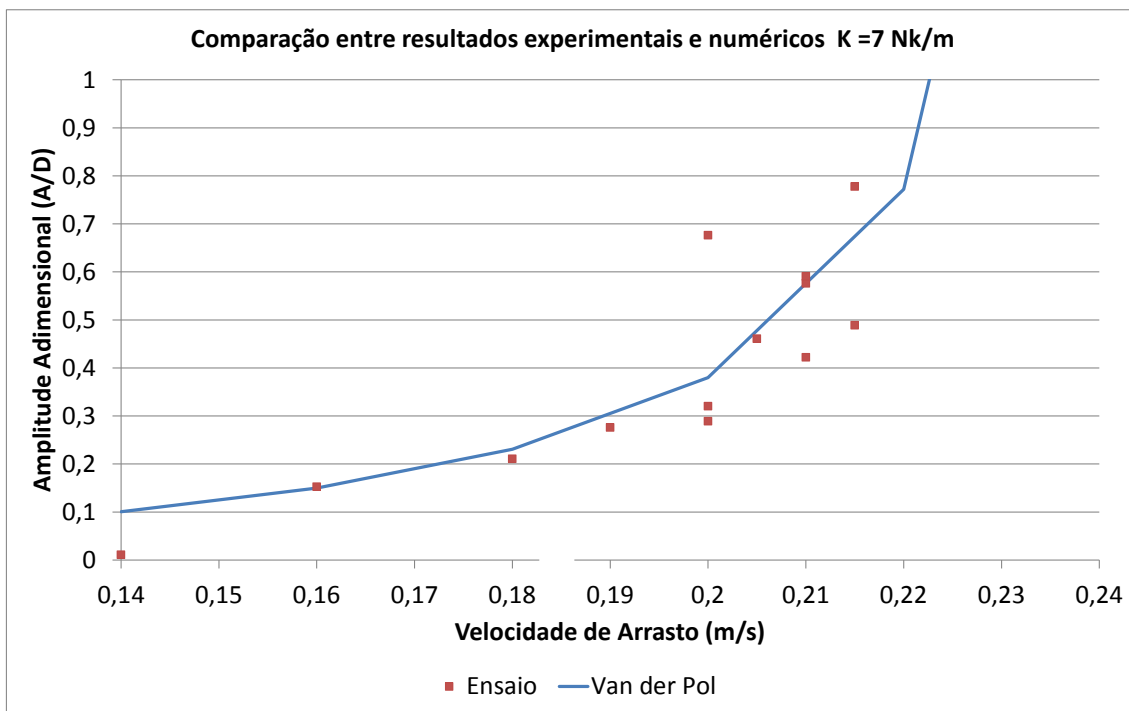


Figura 5.6 – Comparação entre os resultados numéricos e experimentais - conjunto de molas 3

Analisando-se os resultados, observa-se que assim como no exemplo anterior, o modelo numérico foi capaz de representar a tendência de comportamento de resposta para os 3 conjuntos de molas ensaiados, representando bem a tendência da variação à amplitude de movimento, conforme, variava-se a velocidade de arrasto do ensaio. Mesmo tendo sido calibrado somente para o primeiro conjunto de molas, os resultados par aos demais conjuntos foram satisfatórios.

Esses resultados demonstram o grande potencial deste modelo, já que, ele foi capaz de estimar os movimentos induzidos por vórtices para uma dada estrutura independentemente da intensidade do carregamento ou da condição de contorno, bastando apenas que os coeficientes tivessem sido calibrados para ela uma única vez.

5.3 Calibração e Validação do Modelo Numérico Proposto para Análise de Plataformas Semi-Submersíveis.

Neste exemplo, será avaliada a metodologia proposta para estruturas com várias colunas (item 4.3) e a rotina de cálculo do efeito de sombra (item 4.3.1). Foram

utilizados resultados de um ensaio experimental de uma plataforma semi-submersível de grande calado, conduzido pela PETROBRAS (SENRA,2010).

O modelo consiste de uma plataforma semi-submersível com 4 colunas, ensaiada para dois aproamentos (0 e 45 graus) e conectada a 4 linhas (molas) horizontais. A Tabela 5.3 mostra um resumo dos dados do modelo, os arranjos ensaiados encontram-se na Figura 5.7.

Tabela 5.3- Dados do modelo ensaiado (SENRA - 2010)

Propriedade	Valor	Unidade
Boca/Comprimento	94.32	m
Altura	55.5	m
Calado	34	m
Deslocamento	105237	t

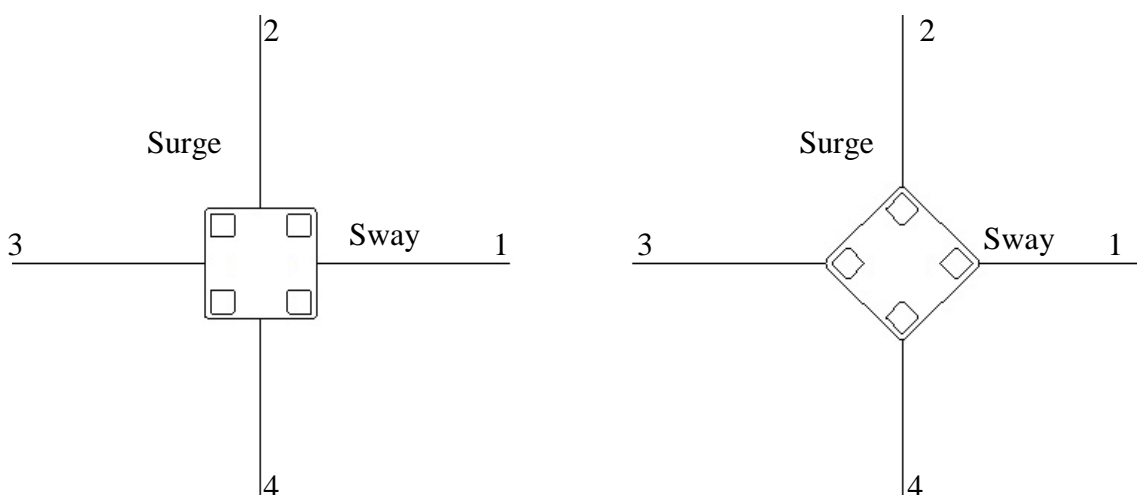


Figura 5.7 – Arranjos ensaiados, com aproamentos a 0° e a 45°

Primeiramente, assim como nos exemplos anteriores, foram modelados os aspectos físicos do ensaio, período natural, amortecimento, largura das colunas. O segundo passo foi extrair dos resultados experimentais o número de Strouhal; assim como nos exemplos anteriores, ele foi estimado a partir das frequências de vibração observadas no ensaio. Primeiramente, obteve-se o espectro de resposta para cada série temporal de resposta do ensaio, destes espectros foram extraídos os valores das frequências dominantes de vibração para cada uma das velocidades ensaiadas. Conhecendo-se a velocidade da corrente, o diâmetro equivalente da coluna (para este

exemplo adotado como sendo a dimensão da parede da coluna) e a frequência de vibração, fez-se a substituição na equação 3.2 e obteve-se o número de Strouhal.

Aqui surgiu a primeira diferença entre a modelagem de um ensaio de uma semi-submersível e uma plataforma monocoluna: o número de Strouhal observado para cada aproamento foi distinto. Essa diferença era esperada, uma vez que a geometria das colunas não é axissimétrica, sendo assim a interação fluido-estrutura é dependente do ângulo de incidência da corrente (BLEVINS, 2001).

Da mesma forma como foi realizado nos exemplos anteriores, foi necessário realizar a calibração dos coeficientes adimensionais para o modelo numérico da plataforma semi-submersível. Partiu-se dos valores calibrados anteriormente para a monocoluna (item 5.2) e sobre estes valores foram feitas análises de sensibilidade do modelo, chegando aos seguintes valores de calibração:

$$a_0 = 1.92, a_1 = 0.34, a_2 = 0.30, a_3 = 0.00, a_4 = 0.12$$

a) Análises Realizadas

Uma vez que o modelo numérico estava calibrado e encontrava-se fisicamente (geometria, rigidez, amortecimento e Strouhal) compatível com o modelo ensaiado experimentalmente, foram realizadas diversas análises variando-se para cada arranjo apenas a velocidade da corrente. Os resultados obtidos são expostos nas Figuras 5.8 e 5.9, as velocidades apresentadas foram convertidas para a escala real do modelo.

Neles, fica claro que a concordância entre os resultados experimentais e numéricos foi bastante satisfatória, demonstrando mais uma vez o potencial da metodologia aqui apresentada. Mesmo com a mudança de diversos parâmetros da análise (aproamento, rigidez, número de Strouhal, número de colunas submetidas ao desprendimento de vórtices), os resultados numéricos mantiveram-se próximos aos experimentais.

Outro aspecto que pode ser observado é a capacidade do modelo numérico proposto funcionar como ferramenta de extrapolação. Nas análises do aproamento a 45 graus, podemos observar a existência de resultados apenas na parte final da curva,

porém, com o uso da ferramenta numérica aqui proposta, é possível estimar o comportamento do fenômeno para o restante das velocidades de corrente.

Estes resultados ajudam a validar o modelo e o qualificam como uma ferramenta robusta para estimativa dos movimentos induzidos por vórtices (VIM) em plataformas semi-submersíveis.

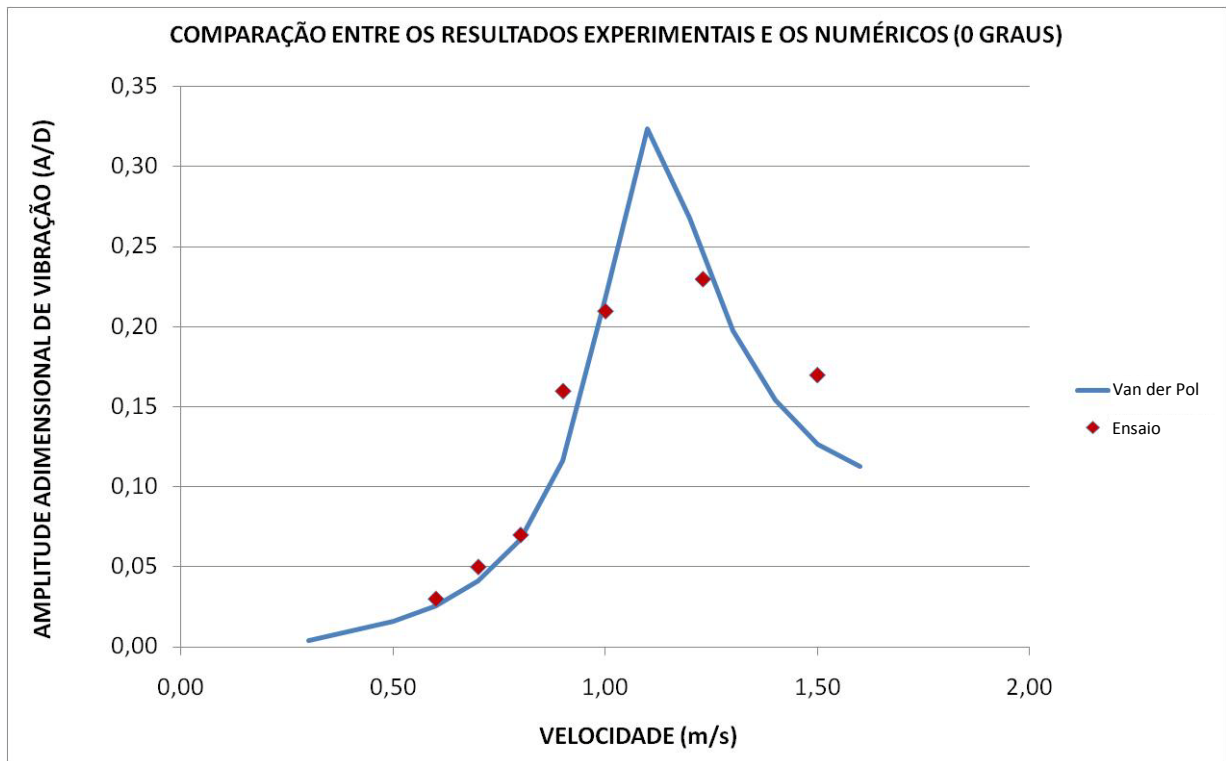


Figura 5.8 – Comparação entre as Amplitudes Adimensionais obtidas no ensaio experimental e no numérico

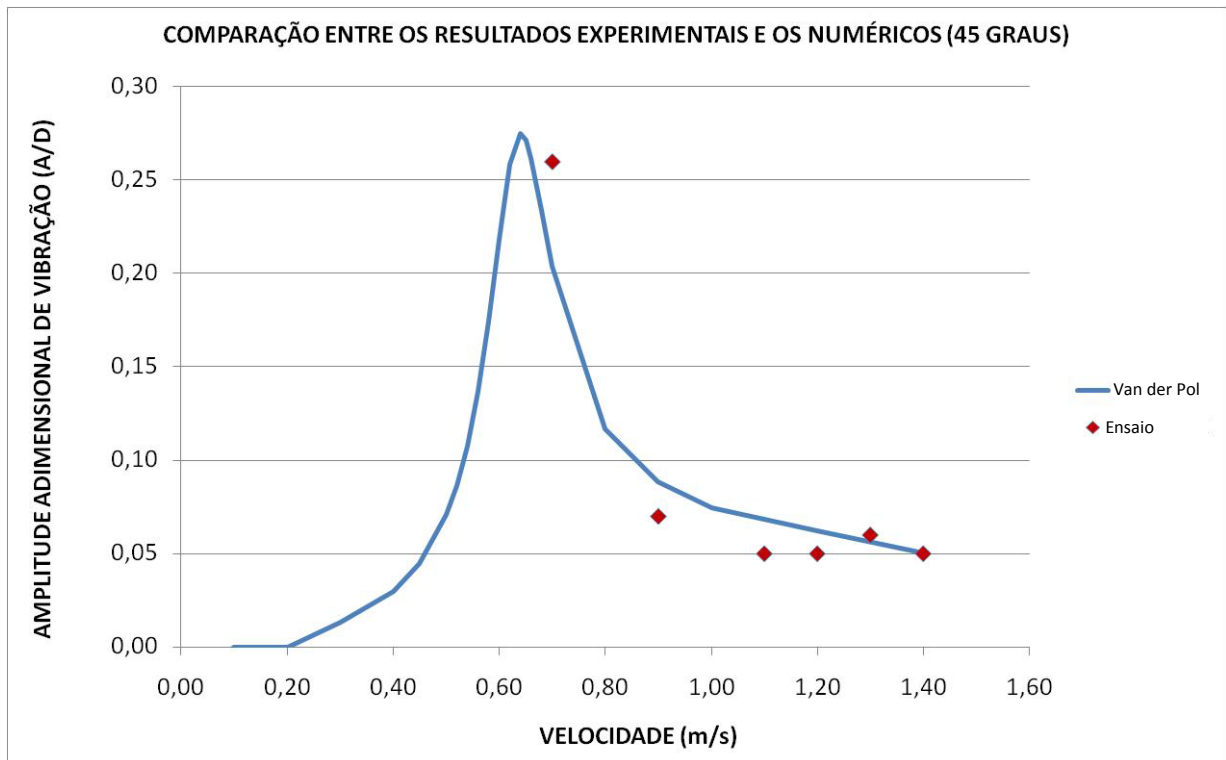


Figura 5.9 – Comparação entre as Amplitudes Adimensionais obtidas no ensaio experimental e no numérico

5.4 Análise de uma Semi-Submersível Submetida a Carregamentos de Várias Direções

Uma vez que o esquema de cálculo proposto para plataformas semi-submersíveis (multi-colunas) fora testado e validado, decidiu-se simular os resultados de outro ensaio de uma unidade Semi-Submersível de grande calado. Trata-se de um ensaio realizado pela USP a pedido da PETROBRAS (GONÇALVES, 2011).

O modelo deste ensaio consiste de uma plataforma semi-submersível com 4 colunas, ensaiada para oito aproamentos (0, 15, 30, 45, 180, 195, 210 e 225 graus) e conectada a 4 linhas (molas) horizontais. A Figura 5.7 ilustra de forma esquemática os arranjos ensaiados e a Tabela 5.3 apresenta um resumo dos dados do modelo.

Tabela 5.4- Dados do modelo ensaiado pela USP (GONÇALVES, 2011)

Propriedade	Valor	Unidade
Boca/Comprimento	94.32	m
Altura	55.50	m
Calado	34.00	m
Deslocamento	105237	t

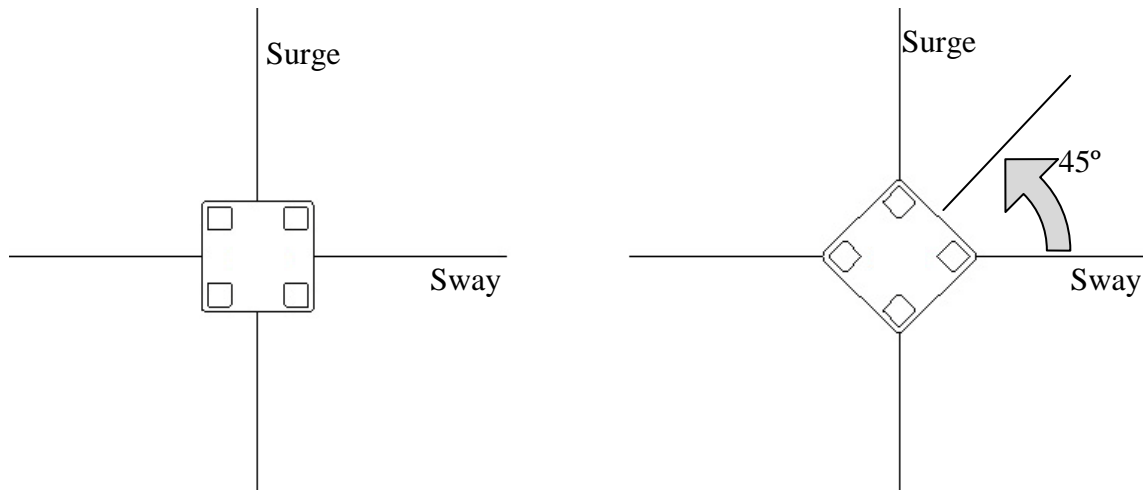


Figura 5.10 – Desenho esquemático dos Arranjos ensaiados, com aproamentos a 0° e a 45°

Primeiramente, foram calibrados no modelo numérico os períodos naturais de surge e sway e o amortecimento do modelo. Completada esta etapa, foram obtidos os valores do número de Strouhal. Como pôde ser visto no exemplo anterior, este valor no caso de plataformas semi-submersíveis, que possuam colunas com formato retangular, variará seu valor de acordo com o ângulo de incidência da corrente.

5.4.1 Calibração dos Coeficientes da Equação de Van der Pol

Como nos exemplos anteriores, a calibração aqui realizada partiu dos valores calibrados anteriormente para a semi-submersível. Sobre estes valores, foram feitas análises de sensibilidade do modelo definindo assim a calibração. Nestas análises foram realizados inúmeros testes para avaliar a maneira como os coeficientes alteram a resposta da estrutura.

Os valores calibrados para os coeficientes adimensionais da equação de Van der Pol foram:

$$a_0 = 1.92 \quad a_1 = 0.84 \quad a_2 = 0.30 \quad a_3 = 0.00 \quad a_4 = 0.12$$

Como já foi dito, estes coeficientes adimensionais são responsáveis por reger, na equação de Van der Pol, a forma como os vórtices vão interagir com a estrutura. Essa interação é basicamente dependente de dois parâmetros: a geometria do corpo e a velocidade de corrente. Desta forma, as forças oscilatórias do desprendimento de vórtices independem da rigidez do sistema, ou seja, as condições de amarração da plataforma não alteram o padrão de desprendimento de vórtices, mas sim, a forma como a plataforma vai responder ao desprendimento. Assim sendo, como fora feito anteriormente, uma vez que os valores dos parâmetros tenham sido obtidos, estes são mantidos para todas as análises realizadas em todos os aproamentos a serem estudados.

5.4.2 Análises Realizadas

Uma vez que o modelo numérico encontrava-se fisicamente compatível com o modelo ensaiado, foram realizadas diversas análises para cada um dos aproamentos ensaiados, com o objetivo de obter-se as amplitudes de vibração e, conseqüentemente, a curva de reposta da unidade para cada aproamento e compará-la com os resultados experimentais. Cabe aqui ressaltar que o modelo numérico é perfeitamente simétrico quanto à geometria do casco, assim sendo, cada ângulo e seu respectivo explementar (ângulo com o qual a diferença é de 180 graus) são exatamente os mesmos. Exemplo: 0 e 180 graus; 15 e 195 graus; 30 e 210 graus; 45 e 225 graus.

As Figuras 5.11, 5.12, 5.13 e 5.14 comparam os resultados numéricos com os experimentais. Observando estas figuras, nota-se uma concordância satisfatória entre os resultados numéricos e os experimentais. Nota-se que o programa foi capaz de estimar a amplitude de vibração fazendo uso de uma mesma calibração independente do aproamento, ou seja, da direção de incidência da corrente. Este resultado, junto com os anteriormente apresentados, reforçam o potencial desta ferramenta numérica para estimativa do movimentos induzidos por vórtices em plataformas flutuantes.

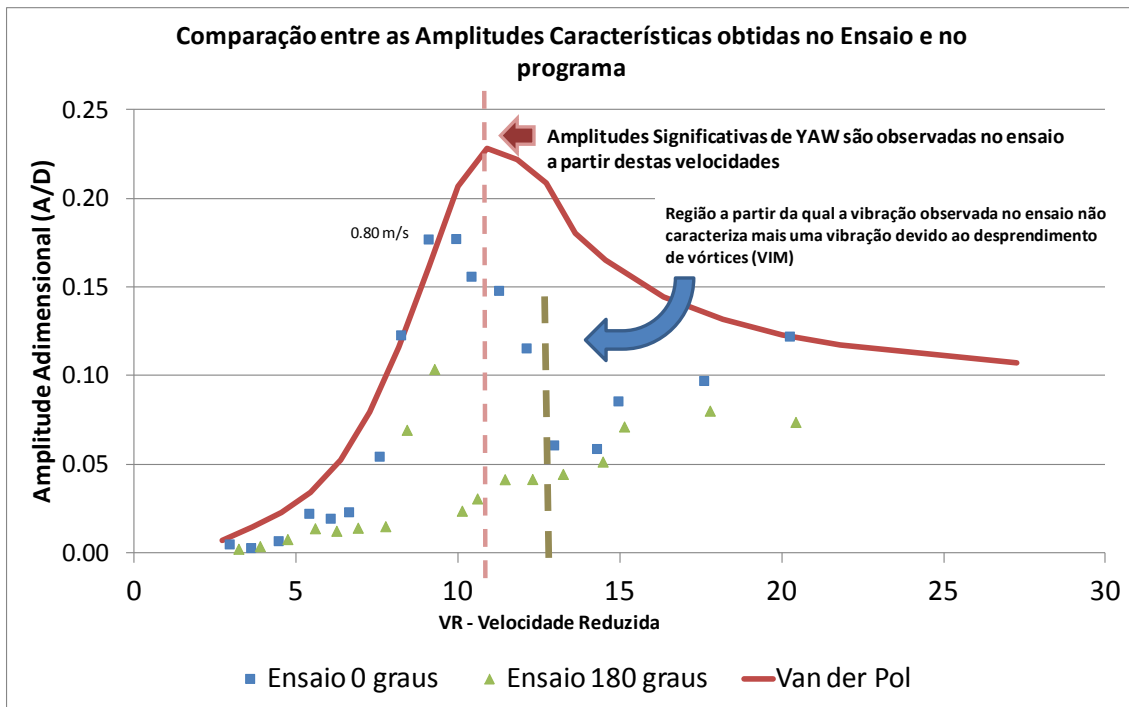


Figura 5.11 – Resultados do programa para o aproamento de 0 graus

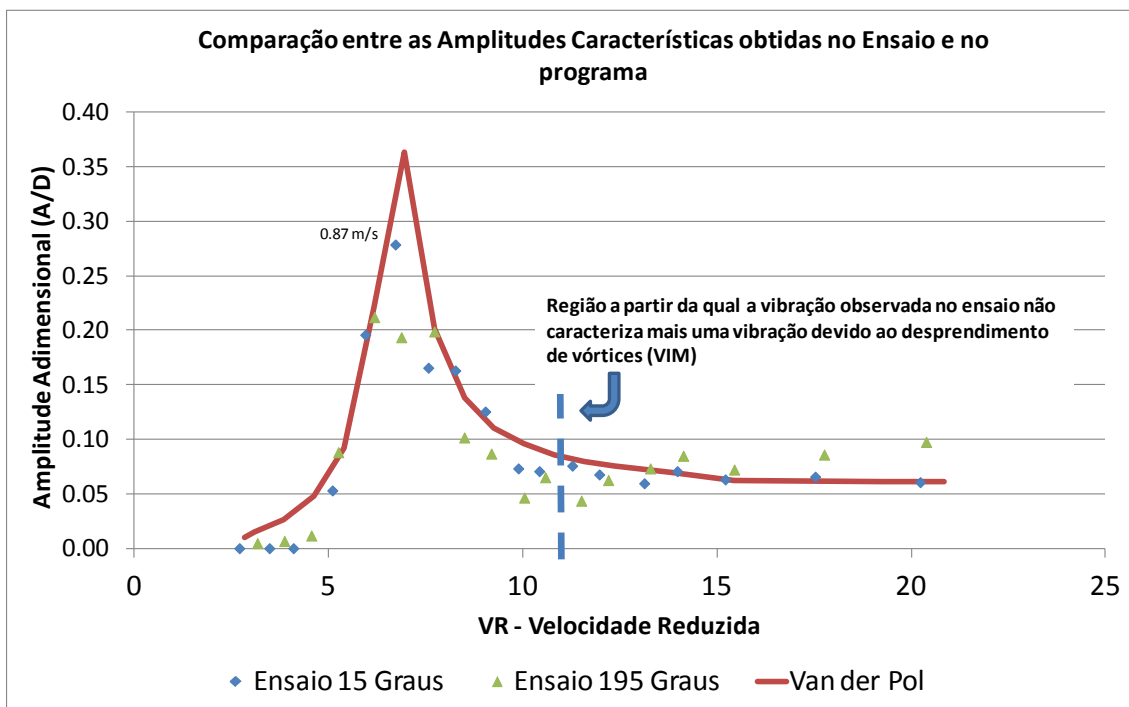


Figura 5.12 – Resultados do programa para o aproamento de 15 graus

Nas regiões onde a resposta registrada no ensaio apresentou a presença de diversas frequências e não mais de uma frequência dominante, a resposta numérica e experimental passou a registrar uma diferença maior. Nessas velocidades ensaiadas, provavelmente não havia mais um padrão bem definido de emissão de vórtices

descaracterizando o fenômeno de VIM. Além disso, para o aproamento a 0 graus a vibração observada na direção de YAW (rotação em torno do eixo vertical, no plano horizontal) parece ter afetado a emissão de vórtices e, conseqüentemente, prejudicado o VIM na direção transversal. Nas demais direções (15, 30 e 45 graus), as amplitudes de YAW registradas foram menores e tiveram uma influência menos significativa.

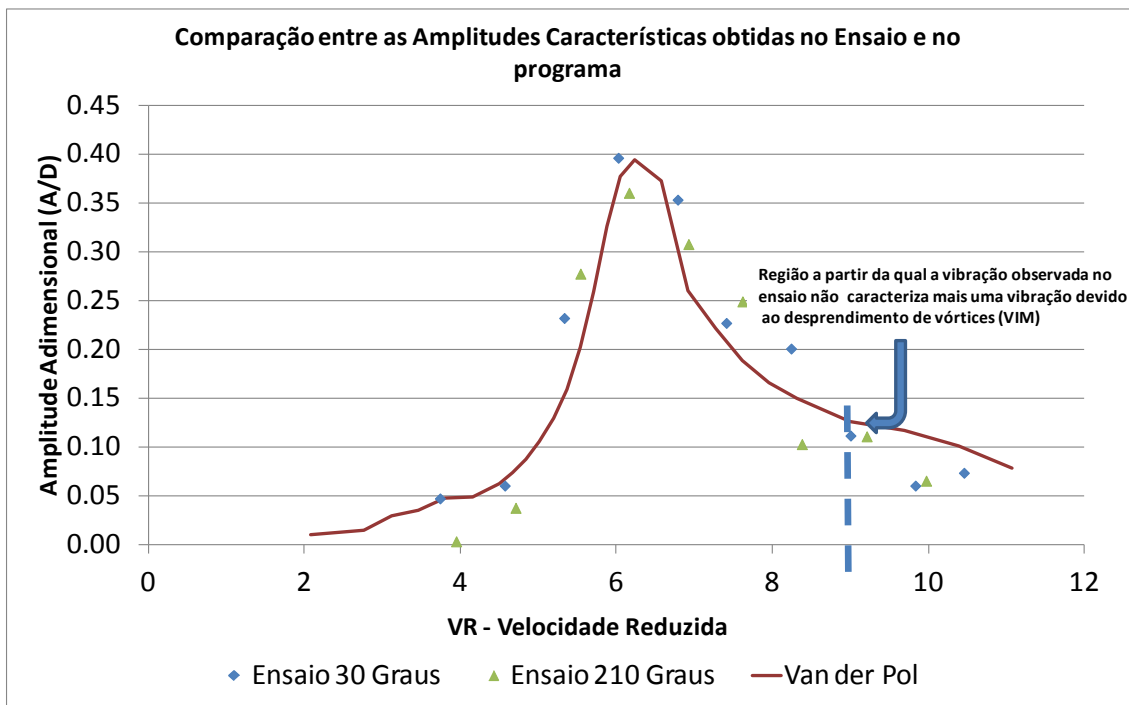


Figura 5.13 – Resultados do programa para o aproamento de 30 graus

Outra característica que se pode observar nos resultados, foi que o modelo de sombra proposto conseguiu captar o funcionamento do fenômeno. Isso pode ser observado nas diferenças significativas entre os resultados dos aproamentos; essas diferenças denotam a existência de mais ou menos colunas contribuindo para a vibração.

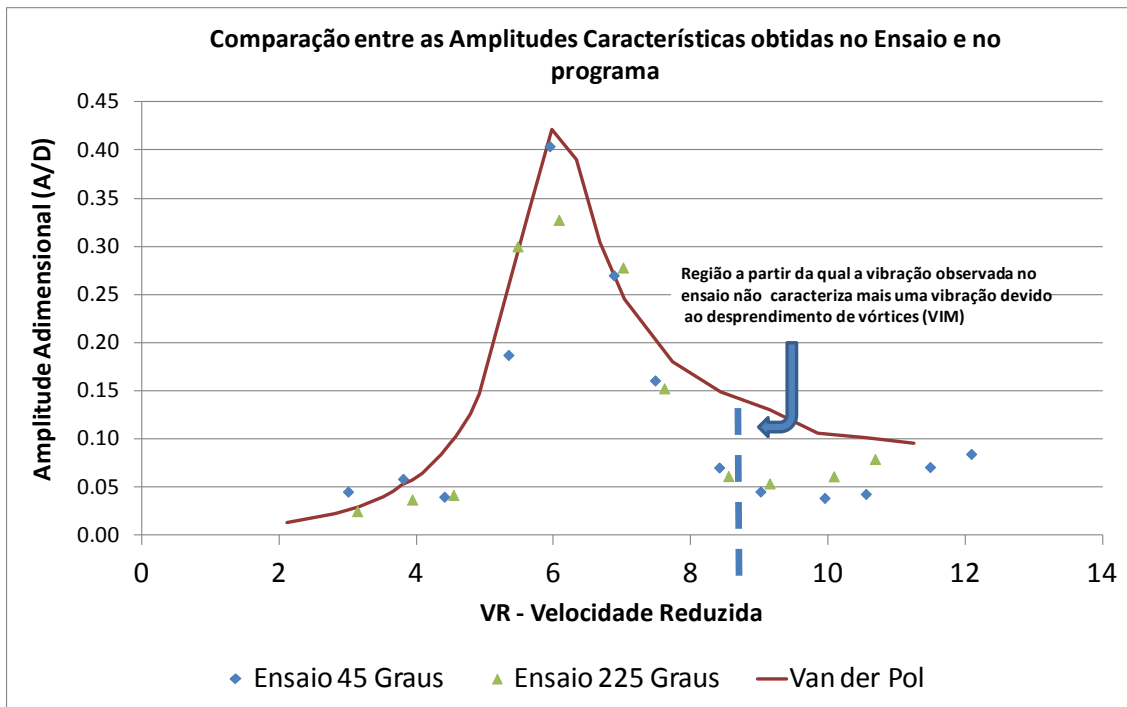


Figura 5.14 – Resultados do programa para o aproamento de 45 graus

a) Análise de VIM In-line

Avaliando-se a resposta destes ensaios da semi-submersível (GONÇALVES, 2011) em relação a vibração in-line, não se observa um padrão vibratório que possa ser associado com o fenômeno de desprendimento de vórtices. Isto se deve ao fato, de que, diferentemente do caso de VIV em estruturas esbeltas, o sistema estrutural da plataforma possui somente um modo de vibração. Desta forma, as forças oscilatórias longitudinais, que normalmente apresentam frequências de vibração longitudinal com o dobro do valor da frequência transversal, não excitam uma resposta significativa da estrutura, ficando praticamente imperceptíveis no sinal de resposta da estrutura. Assim sendo, a comparação com os resultados obtidos pelo programa perderia o sentido, pois estaríamos comparando fenômenos distintos. Assim, a avaliação destes resultados numéricos, terá por objetivo verificar a coerência dos valores obtidos com a modelagem proposta.

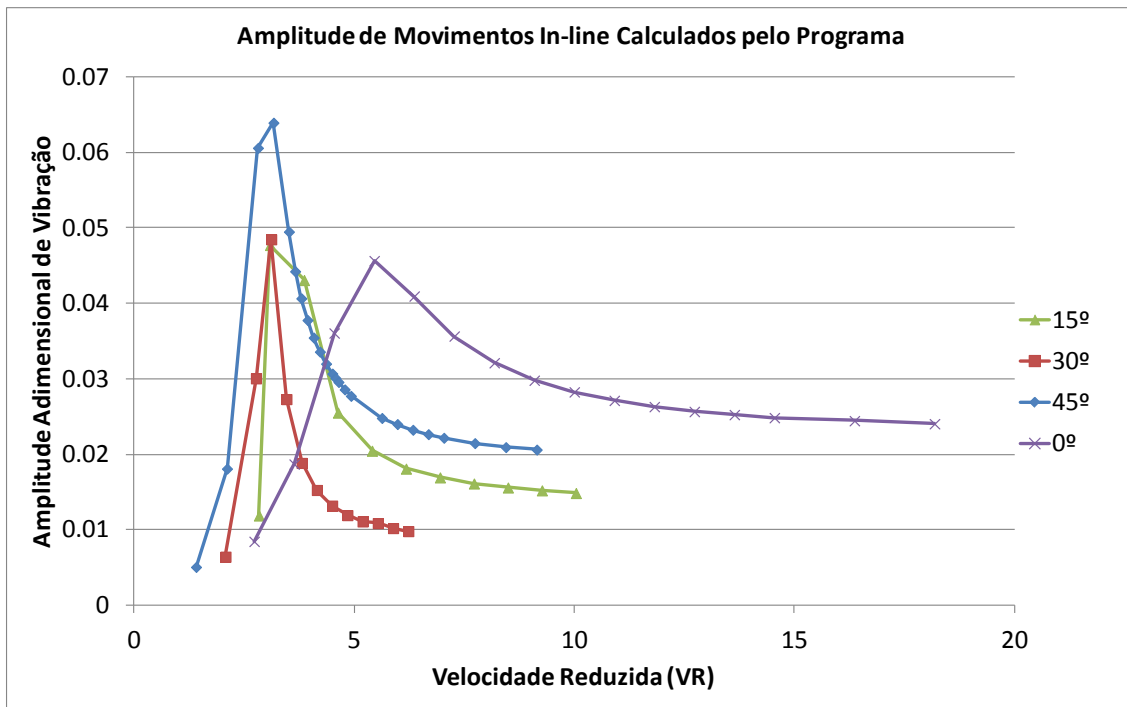


Figura 5.15 – Amplitude de Vibração In-Line Obtida pelo programa.

O primeiro aspecto que se observa nos resultados da Figura 5.15 é que os valores obtidos para amplitude de vibração são coerentes com o cálculo proposto, uma vez que, diferentemente, do sentido transversal, a frequência de excitação da força encontra-se distante da frequência natural, levando desta maneira, a amplitudes de resposta menores. O segundo aspecto que pode-se observar, é que a resposta in-line ficou centrada a uma velocidade reduzida de aproximadamente metade do valor observado na resposta da vibração transversa (Figuras 5.11, 5.12, 5.13 e 5.14). Essa mudança de posicionamento da resposta era esperada, uma vez que, conforme foi apresentado no item 4.2.1, a frequência de vibração na direção longitudinal seria o dobro da frequência de desprendimento de vórtices. Sendo a frequência de desprendimento de vórtices, equação 3.2, diretamente proporcional à velocidade da corrente, observa-se que é necessário a metade do valor da velocidade de corrente para excitar o período natural da estrutura.

Observa-se também, que curva resposta In-line seguiu o mesmo padrão da resposta transversal, mantendo-se a coerência com o aspecto auto contido do fenômeno. Desta forma, observa-se que o modelo proposto possui apresenta boa coerência com o fenômeno, mas, a ausência de resultados experimentais ou de outros modelos numéricos como o CFD, impedem a validação do mesmo.

5.5 Análise Comparativa Com um modelo CFD

No trabalho publicado por KIM et al no OMAE de 2011, foi apresentada uma modelagem em CFD de um ensaio experimental de VIM para uma plataforma TLP. O ensaio utilizado pelo autor foi apresentado também no OMAE de 2011 por MAGEE. O intuito do autor foi de modelar o ensaio numericamente e os seus resultados obtidos com os ensaiados, como forma de avaliar o uso dessas ferramentas na predição do VIM. Na sua simulação numérica, foram utilizados dois programas comerciais: o AcuSolve e o STAR-CCM+, ambos programas para cálculo de fluidos incompressíveis.

O programa AcuSolve é baseado na formulação dos Mínimos Quadrados/Galerkin e é capaz de simular os efeitos na superfície livre devidos aos movimentos de um corpo flutuante com 6 (seis) graus de liberdade, utilizando para o fluido um malha Lagrangiana Euleriana Arbitrária (ALE – Arbitrary Lagrangian Eulerian). No entanto, no estudo realizado por KIM, os movimentos da superfície livre foram desprezados, assim como, os demais movimentos do corpo flutuante que não fossem Surge ou Sway. Estas simplificações permitiram adotar uma malha mais simples, não utilizando o ALE. Foi utilizado um modelo com um pouco mais de 100.000 graus de liberdade.

Já o programa STAR-CCM+, possui um modelo físico de Navier-Stokes Incompressível; modelos de turbulência (RANS e Spalart-Almaras); malha Euleriana, o modelo implementado possuía mais de 500.000 células hexaédricas e utilizaram máquinas robustas com pelo menos 32 processadores para realização das análises. Foram realizadas simulações com tempo total de 2400 segundos de análise.

A fim de avaliar e comparar a resposta do modelo proposto nesta tese, com base nos dados existentes na publicação, foi feita uma modelagem do ensaio apresentado por KIM e MAGEE. O primeiro passo da modelagem foi estimar o valor do número de Strouhal. Diferentemente das análises anteriores, onde possuíam-se as séries temporais de movimento medidas no ensaio, desta vez, seria necessário o uso de uma abordagem indireta.

Se considerarmos que na região de lock-in, a frequência de vibração é igual à própria frequência natural da estrutura teremos a seguinte relação para a frequência de Strouhal:

$$f_s = f_n = \frac{U}{D} S_t \quad (5.5)$$

Se isolarmos o termo U/D na equação da Velocidade reduzida (Eq 5.4) teremos:

$$\frac{U}{D} = VR \cdot f_n \quad (5.6)$$

Substituindo a Eq. 5.6 na Eq. 5.5 temos:

$$f_n = VR \cdot f_n \cdot S_t \quad (5.7)$$

E, finalmente, simplificando a Eq. 5.7 tem-se:

$$S_t = \frac{1}{VR} \quad (5.8)$$

Analisando-se os resultados medidos no ensaio (Figura 5.18), pode-se observar que se forma um patamar característico de lock-in na região em torno da velocidade reduzida 10. Se considerarmos que o centro da região de lock-in encontra-se vibrando exatamente na frequência natural, podemos estimar a partir da Figura 5.18 que o número de Strouhal seja da ordem de 0.1.

Tendo sido calibrado o número de Strouhal, foram ajustados os demais parâmetros físicos da unidade: dimensões do modelo, períodos naturais, razão de massa. Esses dados encontram-se apresentados na Tabela 5.5 e na Figura 5.16. Para o ajuste do amortecimento, foi utilizado o ensaio de decaimento (Figura 5.17); nele foi medida a taxa de amortecimento viscoso, através da avaliação do decaimento logaritmico do movimento. Por fim, foi realizada a calibração dos coeficientes adimensionais da equação de Van der Pol, seguindo a metodologia já apresentada nos demais exemplos desta tese. O resultado desta calibração foi:

$$a_0=1.92, a_1=0.34, a_2=0.30, a_3=0.00, a_4=0.140$$

Foram realizadas análises de 10800 segundos, que demoraram em média 40 segundos para serem executadas em um computador doméstico utilizando um único processador.

Tabela 5.5- Dados do modelo ensaiado por MAGEE(2011)

Propriedade	Valor	Unidade
Boca/Comprimento	57.30	m
Largura das Colunas	12.80	m
Altura dos Pontoons	6.75	m
Calado	25.30	m
Razão de Massa*	1.0	-
Período Natural - Sway	123	s

*Obs.: Razão de Massa é a razão entre a massa da unidade pela massa de fluido deslocada

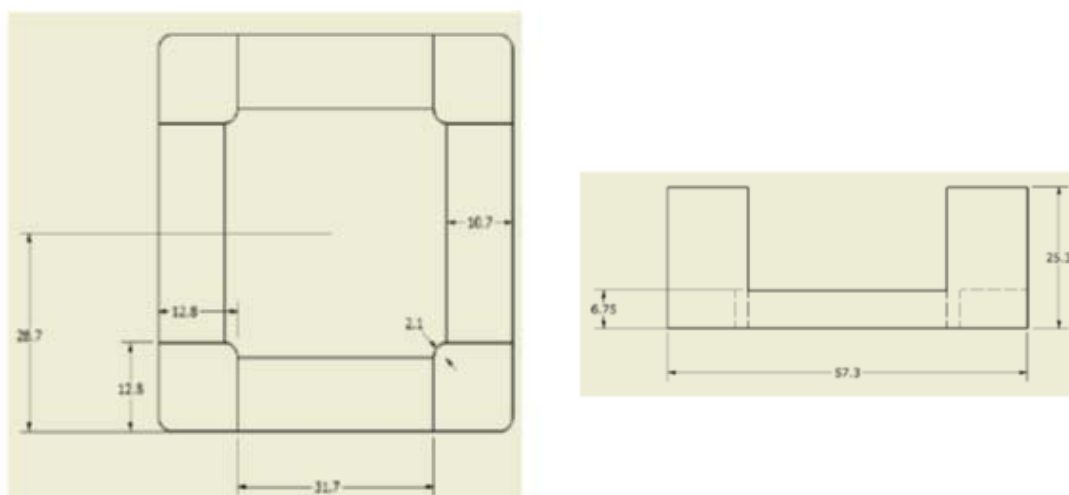


Figura 5.16 – Dimensões do Modelo Ensaiado (KIM,2011)

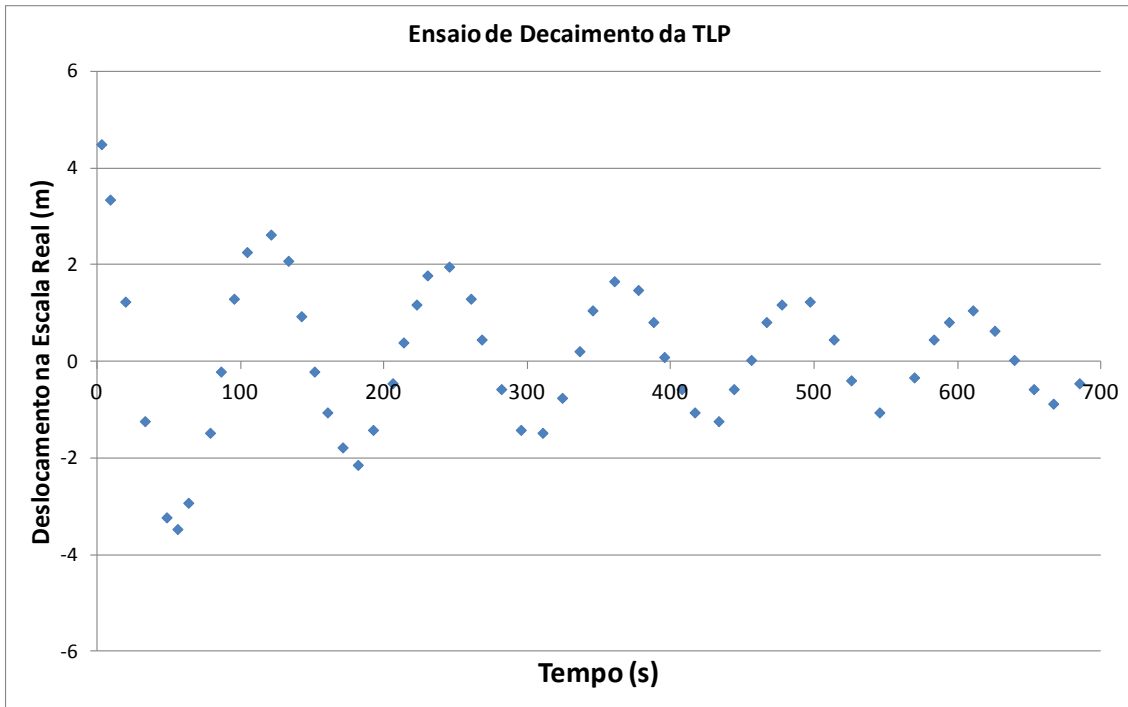


Figura 5.17 – Ensaio de Decaimento da TLP - KIM(2011)

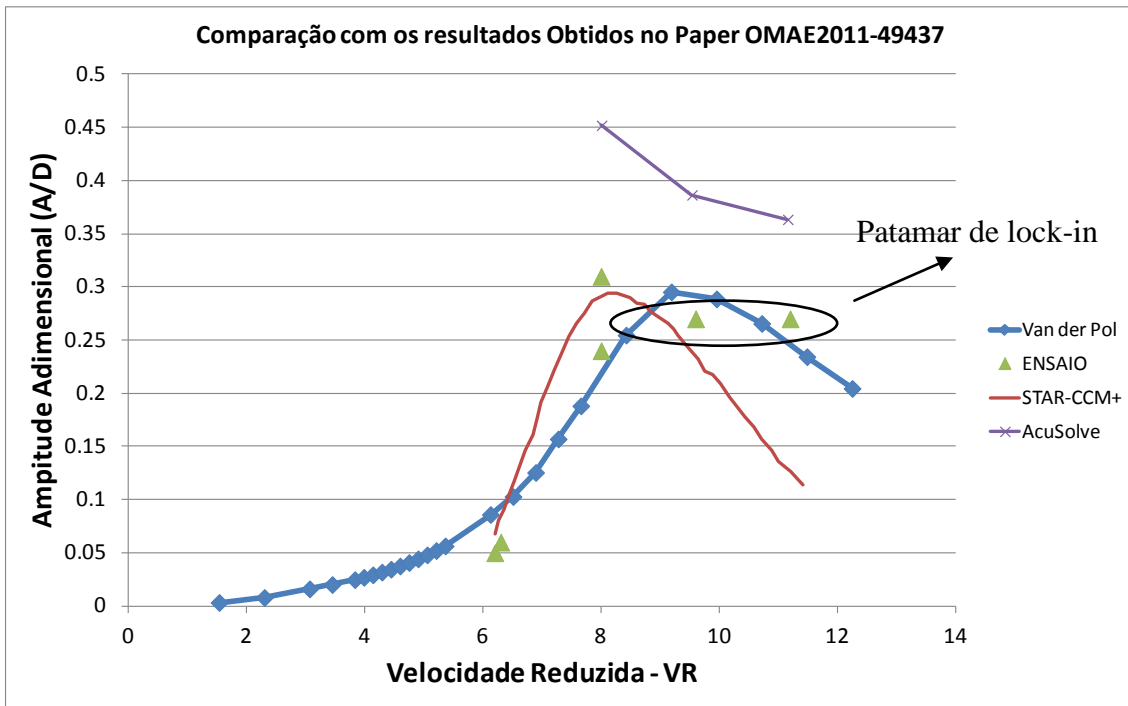


Figura 5.18 – Comparação entre os Resultados Experimentais, Van der Pol e CFD

Tabela 5.6 – Comparação entre o Erro Quadrático Médio em Relação ao Ensaio

Metodologia	Erro Quadrático Médio (A/D) em Relação ao Ensaio
AcuSolve	1.2×10^{-1}
STAR-CCM+	7.0×10^{-2}
Van der Pol	2.0×10^{-2}

Analisando-se os resultados da metodologia baseada na equação de Van der Pol, podemos observar que assim como ocorreu nos demais exemplos apresentados nesta tese, a curva de resposta foi coerente com o esperado para o fenômeno.

Para realizar a comparação entre a resposta das metodologias numéricas e o ensaio experimental, foi calculado, ponto a ponto, o erro quadrático médio da amplitude adimensional obtido por cada método em comparação com o ensaio. Como podemos observar na Tabela 5.6, o metodologia apresentada nesta tese, apresentou o menor erro entre as 3. Visualmente, também pode-se constatar que diferentemente das análises com CFD, o modelo que faz uso da equação de Van der Pol manteve-se próximo dos resultados experimentais tanto para valores menores de velocidade reduzida, quanto para as velocidades altas, demonstrando, que foi capaz de captar com maior exatidão a tendência de resposta da estrutura. Numa situação de projeto, ajudaria a destacar corretamente, a região crítica de excitação de VIM. Estes resultados demonstram mais uma vez o grande potencial para auxílio em projetos dessa ferramenta, já que, os resultados são satisfatórios e o custo computacional é baixíssimo. Como foi dito anteriormente, estas análises foram realizadas utilizando-se somente um computador doméstico com um processador.

Capítulo 6.

Comentários Finais

Este trabalho tem por objetivo principal, propor uma metodologia de cálculo no domínio do tempo para estimativa de movimentos induzidos por vórtices (VIM) em plataformas flutuantes. Tal metodologia foi baseada em um modelo numérico proposto por BLEVINS(2001) que faz uso de um oscilador não linear auto-contido do tipo Van der Pol. Esse oscilador tem por função simular o comportamento e a interação do fluido com a plataforma durante o desprendimento de vórtices. A metodologia, para estimativa dos movimentos induzidos por vórtices aqui apresentada, é um método numérico empírico, ou seja, precisa ser calibrado com resultados pré-existentes. Estes resultados podem ser oriundos tanto de um ensaio experimental, quanto de um ensaio numérico realizado por um programa que faça uso de técnicas de CFD ou mesmo de outra metodologia, a qual deseja-se reproduzir.

No entanto, a metodologia apresentada por BLEVINS(2001) contemplava somente a existência de um único corpo submetido a forças oscilatórias causadas pelo desprendimento de vórtices, o que não atende a problemas onde existam diversas colunas, como por exemplo, no caso de plataformas semi-submersíveis. Desta forma, foi proposta uma adaptação do modelo supracitado e a implementação no código do programa desenvolvido de uma rotina para a consideração deste tipo de estrutura. Outra adaptação realizada neste estudo, foi a consideração da vibração “in-line” normalmente observada junto com a vibração transversal no fenômeno de desprendimento de vórtices em estruturas esbeltas.

Para avaliar a metodologia e o programa propostos nesta tese, foram elaborados exemplos para comparação com uma metodologia numérica mais simples e também foram realizadas comparações com diversos ensaios experimentais de VIM.

Os exemplos de comparação das metodologias tinham por objetivo, primeiramente, avaliar a estabilidade do método através de comparações de repostas, e também buscavam comprovar a capacidade do modelo numérico em caracterizar corretamente o fenômeno, através da avaliação da tendência da curva de resposta de movimento do modelo para diversas velocidades reduzidas e ângulos de incidência de correntes. Já nos exemplos de comparação com resultados de ensaio, além de avaliar a variação da amplitude de reposta em função da velocidade reduzida, buscava-se também confirmar a hipótese de que uma vez calibrado para uma dada estrutura, o modelo numérico seria capaz de continuar estimando os movimentos da unidade, mesmo que, parâmetros como carregamento ou rigidez do sistema fossem alterados. No exemplos citados, foram utilizados resultados experimentais obtidos tanto para plataformas do tipo monocoluna, quanto para semi-submersíveis de grande calado. Por fim, foi realizada uma comparação com resultados obtidos de simulações de CFD para uma TLP.

Em todas as simulações foram realizadas análises de 10800 segundos em um computador doméstico utilizando apenas 1 (um) processador.

6.1 Conclusões

Os resultados, do primeiro conjunto de análises, demonstraram a capacidade do programa de representar o aspecto auto-contido do fenômeno, pois, o fenômeno não aumentou a amplitude de vibração indefinidamente conforme aumentava-se a velocidade de corrente, pelo contrário, evidenciou claramente a região de lock-in e suprimiu vibração para as demais regiões. Neste primeiro conjunto de exemplos, também foi possível avaliar a necessidade de mais de uma calibração para uma mesma geometria. O programa comportou-se coerentemente com o esperado, permitindo o uso de uma mesma calibração para diversas velocidades de corrente, desde que, fosse mantida a mesma estrutura.

No segundo conjunto de análises, foram utilizados resultados de um ensaio experimental de uma plataforma monocoluna. Neste exemplo, o objetivo era avaliar a capacidade e o comportamento da modelagem numérica, diante da mudança da rigidez do sistema de amarração. Os resultados demonstraram que o programa comportou-se como esperado e uma mesma calibração foi capaz de reproduzir corretamente o comportamento do VIM mesmo quando submetida a carregamentos ou condições de contorno distintas. Conforme havia sido dito, isso ocorre, pois, a calibração da equação é responsável por reger a interação fluido estrutura e, por consequência, as forças oriundas do desprendimento de vórtices. Tais forças são dependentes do regime de escoamento (número de Reynolds) e da geometria do corpo flutuante, não sofrendo interferência do sistema de amarração ou mesmo da velocidade do escoamento, desde que, não se altere o regime de escoamento. Assim sendo, os parâmetros da equação de Van der Pol precisam ser alterados somente se houver uma modificação na geometria da estrutura, mantendo-se os mesmos para as demais alterações do modelo. Esses resultados demonstram a capacidade e a robustez do modelo para a estimativa de forças oriundas do desprendimento de vórtices.

Já no 3º e 4º conjuntos de análises, avaliou-se o comportamento do programa na simulação de movimentos induzidos por vórtices em plataformas do tipo semi-submersível. Estes exemplos serviram para validar o modelo numérico proposto para estimativa do fenômeno quando este atua em uma estrutura com várias colunas. A fim de contornar o problema que ocorre por causa do efeito de sombra de uma coluna sobre a outra, foi implementada uma rotina que avalia quais colunas da estrutura estão submetidas a forças oscilatórias. Os resultados apresentados demonstraram que a metodologia proposta é coerente, uma vez que os resultados apresentados mantiveram grande conformidade com os resultados experimentais para os diversos aproamentos e velocidades de corrente ensaiados. Mais uma vez, os resultados apresentados confirmaram a grande potencialidade desta ferramenta numérica para a estimativa dos movimentos induzidos por vórtices.

No último exemplo avaliado, foram comparados os resultados obtidos por modelagens em CFD com a modelagem proposta nesta tese. Para essa comparação, foram utilizados os resultados experimentais observados em um ensaio de VIM para uma plataforma do tipo TLP. Nesta comparação, a primeira grande diferença está no

custo computacional de cada modelagem. Para modelagem em CFD foram utilizados modelos com mais de 100.000 graus de liberdade e computadores poderosos com muitos processadores, enquanto que, na análise com a modelagem desta tese foi utilizado um modelo com 8 graus de liberdade e foi realizada em um computador pessoal utilizando um único processador. Analisando-se os resultados apresentados na Figura 5.18, observa-se que os resultados obtidos pela modelagem proposta na tese obteve a curva de resposta mais próxima dos resultados medidos experimentalmente. Essa impressão é confirmada ao analisarmos o erro quadrático médio de cara método. Desta forma, os resultados demonstram que o modelo que faz uso da equação de Van der Pol apresenta uma combinação de baixo custo computacional com alto grau de coerência com os resultados experimentais.

Analisando-se os resultados dos exemplos apresentados, observa-se que embora o modelo numérico proposto seja bastante simples, a modelagem apresenta resultados não apenas coerentes com os esperados para o fenômeno, mas consistentes. O modelo foi capaz de representar bem a região de lock-in e o aspecto auto-contido do fenômeno. Além disso, quando confrontados com resultados experimentais, apresentaram grande coerência, inclusive superior a uma modelagem realizada com uso de CFD.

Estes resultados demonstram o grande potencial desta ferramenta para utilização em projetos e, principalmente, na fase de pré-projeto. Ela permite estimar a faixa de velocidades críticas da estrutura e amplitudes de vibração, permitindo assim, que os projetistas tomem as medidas necessárias para evitar, ou resistir aos esforços extras que esses movimentos vão impor às estruturas (risers e linhas de ancoragem) conectadas à plataforma. Além disso, uma vez calibrada esta pode ser utilizada para avaliar a influência que mudanças no arranjo das linhas conectadas à plataforma podem causar, sem a necessidade de se realizar um novo conjunto de ensaios experimentais, pois, a ferramenta já estará calibrada.

Cabe aqui ressaltar, que o modelo numérico aqui proposto é uma simplificação do complexo mecanismo que envolve o fenômeno de desprendimento de vórtices e como qualquer modelo de um fenômeno físico possui limitações e hipóteses que precisam ser atendidas. Assim sendo, o uso de uma ferramenta como a que foi proposta neste trabalho, deve ser realizado, após a correta calibração com resultados

experimentais. Tais resultados não necessariamente precisam ser obtidos através de ensaios físicos, mas, também, como foi dito anteriormente, podem ser obtidos através de ensaios numéricos utilizando robustas ferramentas de CFD.

Para trabalhos futuros, sugere-se, primeiramente, que sejam estudadas técnicas para a realização de ensaios numéricos para a calibração desta ferramenta. Pois, tais ensaios combinados à ferramenta numérica aqui apresentada, permitiriam aos projetistas uma grande liberdade para testar os efeitos do fenômeno do desprendimento de vórtices sobre estruturas offshore. Além de permitir aos projetistas terem mais controle sobre o ensaio, e inclusive, testar o modelo em escala real. Sugere-se também, um estudo para o uso dessa modelagem no cálculo do fenômeno de desprendimento de vórtices em estruturas esbeltas (risers e dutos) e outras estruturas offshore como Spar Buoys.

Sugere-se também um estudo sobre a variação do número de Strouhal em função não apenas do regime de escoamento, como também, em relação a geometria dos corpos. Para entender-se melhor seu comportamento em colunas poligonais, ou com paredes retilíneas como é o caso da plataformas Semi-submersíveis e TLP.

Referências Bibliográficas

ANFLEX, *Manual de Utilização*, Petrobras, Centro de Pesquisas e Desenvolvimento Leopoldo A. Miguez de Mello, SUPEN, Rio de Janeiro, Brasil, 1996.

API, API RP 2SK, 2005, Recommended Practice for Planning, Designing and Analysis of Stationkeeping Systems for Floating Structures.

BALASUBRAMANIAN, S., SKOP, R. A., “A Nonlinear Oscillator Model for Vortex Shedding from Cylinders and Cones in Uniform and Shear Flows”, *Journal of Fluids and Structures*, 1996.

BATHE, K. J., *Finite Element Procedures in Engineering Analysis*, Prentice-Hall, Inc., Englewood Cliffs – New Jersey, 1982.

BLEVINS, R. D., *Flow-Induced Vibration*, 2nd Ed , Kreiger Publishing, Malabar, FL., 2001.

BRIDGE, C. D., WILLIS, N., WILDE, J., “Development of SHEAR7 Lift Curves for VIV Analysis and Application to Single Pipe and Bundle Risers”, *Offshore Technology Conference*, OTC-17533, 2005.

COSTA, ENNIO CRUZ DA, *Mecânica dos Fluidos*, Editora Globo, Porto Alegre, 1973.

CHOU, FRANK S. F., GHISH, SUSOBHAN, HUANG, EDARD W., “Conceptual Design Process of a Tension Leg Platform”, *Society of Naval Architects and Marine Engineers*, SNAME Transactions, Vol. 91, pp275-305, 1983.

CUEVA, M., FUJARRA, A., NISHIMOTO, K., et al., “Vortex-Induced Motion: Model Testing of a Monocolumn Floater”, *International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, OMAE2006-92167, Hamburgo, Alemanha, 2006.

Deep Oil Technology, Inc., “Vortex Induced Motions of Large Floating Structures”, Joint Industry Project Report, R-900501, 1990.

FARSHIDIANFAR, A., ZANGANEH, H., “A Modified Wake Oscillator model for Vortex-Induced Vibration of Circular Cylinders for a Wide Range of Mass-Damping Ratio”, *Journal of Fluids and Structures*, 2010.

FLOATING STRUCTURES: A GUIDE FOR DESIGN AN ANALYSIS, Volume 1, OPL, 1998.

FORTRAN – *Intel Visual Fortran®*, Intel Inc., 2010

FRANCISS, R., “Vibrações Induzidas por Vórtices em Membros Esbeltos de Estruturas Offshore Flutuantes”, Tese de Doutorado, COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 1999.

GONÇALVES, R. T., ROSETTI, G. F., FUJARRA, A. L. C., NISHIMOTO, K., CUEVA, M., SIQUEIRA, E. F. N., “Vortex Induced Motion of a Monocolumn Platform: New Analysis and Comparative Study”, *International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, OMAE2009-79378, Honolulu, Hawaii - USA, 2009.

GONÇALVES, R. T., ROSETTI, G. F., FUJARRA, A. L. C., NISHIMOTO, K., OLIVEIRA, A. C., “Experimental Study on Vortex-Induced Motions (VIM) of Large Volume Semi-Submersible Platform”, *International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, OMAE2011-49010, Rotterdam, The Netherlands, 2011.

HALKYARD, J., SIRNIVAS, S., HOLMES, S., et al., “Benchmarking of Truss Spar Vortex Induced Motions Derived From CFD With Experiments”, *International*

Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, OMAE2005-67252, Halkidiki, Greece, 2005.

HUANG, K., CHEN, X., KWAN, C. T., “The Impact of Vortex-Induced Motions on Mooring System Design for Spar-Based Installations”, *Offshore Technology Conference*, OTC-15245, 2003.

HUSE, E., KLEIVEN, G., NIELSEN, F. G., “Large Scale Model Testing of Deep Sea Risers”, *Offshore Technology Conference*, 1998.

IRANI, M. B. AND FINN, L. D., “Model Testing for Vortex Induced Motions of Spar Platforms”, *International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, OMAE2004-51315, Vancouver, Canada, 2004.

ISO, ISO-19901-7, 2005, Petroleum and natural gas industries - Specific requirements for offshore structures - Stationkeeping systems for floating offshore structures and mobile offshore units.

JAISSWAL, V., VANDIVER, J. K., “VIV Response Prediction for Long Risers with Variable Damping”, *International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, OMAE2007-29353, San Diego, California, USA, 2007.

JHINGRAN, V., VANDIVER, J. K., “Incorporating the Higher Harmonics in VIV Fatigue Predictions”, *International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, OMAE2007-29352, San Diego, California, USA, 2007.

KIM, J-W, MAGEE, A., GUAN, K. Y. H., “CFD Simulation of Flow-Induced Motions of a Multi-Column Floating Platform”, *International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, OMAE2011-49437, Rotterdam, Netherlands, 2011.

KOKKINIS, T., SANDSTRÖM, R. E., JONES, H. T., THOMPSON, H. M., AND GREINER, W. L. “Development of a Stepped Line Tensioning Solution for Mitigating VIM Effects in Loop/Eddy Currents for the Genesis Spar”, *International Conference on*

Offshore Mechanics and Arctic Engineering , OMAE2004-51546, Vancouver, Canada, 2004.

KOOPMAN, G.H., *The Vortex Wakes of Vibrating Cylinders at Low Reynolds Numbers*. Journal of Fluid Mechanics, vol. 28, pp. 501-512, 1967.

LACERDA, T. A. G., “Análise de Sistemas de Ancoragem de Plataformas Flutuantes”, *Projeto Final de Curso – Departamento de Mecânica Aplicada e Estruturas, Engenharia Civil, Escola Politécnica, UFRJ*, 2005.

LACERDA, T. A. G., “Análise de Movimentos Induzidos por Vórtices em Plataformas Flutuantes”, *Dissertação de Mestrado, COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil*, 2007.

LACERDA, T. A. G., ELLWANGER, G. B., SIQUEIRA, M. Q., SIQUEIRA, E. F. N., “Time Domain Methodology for Vortex Induced Motions of Monocolumn Platform”, *International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering* , OMAE2009-79806, Honolulu, Hawaii - USA, 2009.

LOKEN, R., SORENSSEN, E. M., WANG, X., NYGAARD, M., HANNUS, H., “Effect of VIM on Semisubmersibles in Loop Current”, *Deep Offshore Technology Conference*, New Orleans – USA , 2004.

LOPES, R. K. D., 2006, *Análise de Estruturas Sujeitas a Vibrações Induzidas por Vórtices*. Dissertação de M.Sc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.

MAGEE, A., SHEIKH, R., GUAN, K. Y. H., CHOO, J. T. H., MALIK, A. M. A., GHANI, M. P. A., ABYAN, H., “Model Tests for VIM of Multi-Column Floating Platforms”, *International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, OMAE2011-49151, Rotterdam, The Netherlands, 2011.

MARCOLLO, H., CHAURASIA, H., VANDIVER, J. K., “Phenomena Observed in VIV Bare Riser Files Tests”, *International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, OMAE2007-29362, San Diego, Califórnia, USA, 2007.

MARIN, *Report n° 88*, Abril de 2006.

MARIN, *Report n° 90*, Fevereiro de 2007.

MARIN, *Report n° 91*, Abril de 2007.

MARTINS, C. A., “Amortecimento Ativo para Reduzir Vibrações Induzidas por Vórtices em Risers”, Tese de Doutorado, USP/POLI, São Paulo, SP, Brasil, 1989.

MATHELIN, L., LANGRE, E. de, “Vortex-Induced Vibrations and Waves under Shear Flow with a Wake Oscillator Model”, *European Journal of Mechanics B/Fluids*, 2005.

MATHEW, J., HUANG, E., ZHANG, S., SHEN, G., ZHONG, J., LI, B., NAH, E., HUSSAIN, A., “Extendable Draft Semisubmersible (EDS) Development”, *Offshore Technology Conference*, OTC 22800, Rio de Janeiro, Brasil, 2011.

MINGUEZ, M., LUPPI, A., PATTEDOIE, S., MALOBERTI, R., “Slender Buoy VIM & VIR Analysis by CFD/FSI Approach”, *International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, OMAE2011-49065, Rotterdam, The Netherlands, 2011.

MIT – MASSACHUSSETS INSTITUTE OF TECHNOLOGY, “Deepstar Experimental VIV Program”, <http://web.mit.edu/shear7/experiments.html>, 2003, 2004, 2006.

MOE, G., HENRIKSEN, M. O., “Flow Induced Vibrations of Line-Like Structures”, *Procedures of Third International Symposium on Cable Dynamics*, Trondheim, Norway, 1999.

OFFSHORE MAGAZINE, Deepwater Solutions and Records for Concept Selection, 2011.

OTRC/MMS Workshop, “Spar Vortex-Induced Motions”, Proceedings of Workshop, Navasota, Texas, October 22-24, 2003.

POSFAL, *Manual do Usuário*. Petrobras, Centro de Pesquisas e Desenvolvimento Leopoldo A. Miguez de Mello, SUPEN, Rio de Janeiro, Brasil, 1999.

RIBEIRO, E. J. B., “Análise Global do Riser Rígido Vertical de Produção em Plataformas *Spar Buoy*”, Dissertação de Mestrado, COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 1999.

RIJKEN, O., LEVERETTE, S., DAVIES, K., “Vortex Induced Motions of Semi-Submersible with four Square Columns” *Deep Offshore Technology Conference*, New Orleans – USA, 2004.

RIJKEN, O., LEVERETTE, S., “Field Measurements Of Vortex Induced Motions of a Deep Draft Semisubmersible”, *International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, OMAE2009-79803, Honolulu, Hawaii - USA, 2009.

Scientific American Brasil, *Petróleo*, Edição Especial Nº. 3, 2004

SAGRILO, L. V. S., SIQUEIRA, M. Q., LACERDA, T. A. G., ELLWANGER, G. B., LIMA, E. C. P., SIQUEIRA, E. F. N., “Vim and Wave-Frequency Fatigue Damage Analysis for SCRs Connected to Monocolumn Platforms”, *International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering* , OMAE2009-79807, Honolulu, Hawaii - USA, 2009.

SANDSTRÖM, R. E., YUNG, T-W., SLOCUM, S. T. AND DING, Z. J., “Advances in Prediction of VIV for Spar Hulls”, *Deep Offshore Technology Conference*, Marseille, France, 19-21 Nov 2003.

SANTOS, C. M. P. M., “Análise de Risers e Linhas de Ancoragem”, Dissertação de Mestrado, COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, Brasil, 1998.

SENRA, S. F., JACOB, B. P., CORREA, F. N., JACOVAZZO, B. M., LIMA, A. L., LACERDA, T. A. G., FUCATU, C. H., “Assessment and Calibration of Numerical Coupled Models of a Deep-Draft Semisubmersible Platform Based on Model Tests”,

International Offshore and Polar Engineering Conference (ISOPE), Beijing, China, 2010.

SKOP, R. A., LUO, G., “An Inverse-Direct Method For Predicting The Vortex-Induced Vibrations of Cylinders in Uniform and Nonuniform Flows”, *Journal of Fluids and Structures*, 2001.

SMITH, DAVID W., THOMPSON, H. M., KOKKINIS, T., GREINER, W. L., “Hindcasting VIM-Induced Mooring Fatigue for the Genesis Spar”, *International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, OMAE2004-51547, Vancouver, Canada, 2004.

SONG, R., KEKHA, B., SEBASTIAN, A., “Independent Design Verification of SCRs for Ultra Deepwater IHF Development”, *International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, OMAE2006-92502, Hamburgo, Alemanha, 2006.

SRINIL, N., “Analysis and Prediction of Vortex-Induced Vibrations of Variable-Tension Risers in Linearly Sheared Currents”. *Applied Ocean Research*, 2011.

SWITHENBANK, S., VANDIVER, J. K., “Identifying the Power-in Region for Vortex-Induced Vibration on Long Flexible Cylinders”, *International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, OMAE2007-29156, San Diego, Califórnia, USA, 2007.

TAHAR, A., FINN, L., “Vortex Induced Motion (VIM) Performance of Multi Column Floater (MCF) – Drilling and Production Unit”, *International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, OMAE2011-50347, Rotterdam, The Netherlands, 2011.

VAN DIJK R. T., VOOGT A., FOURCHY P. AND SAADAT M., “The Effect of Mooring System and Sheared Currents on Vortex Induced Motions of Truss Spars”, *International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, OMAE2003-37151, Cancun, Mexico, 2003.

VAN DIJK R. T., MAGEE ALLAN, PERRYMAN STEVE, GEBARA JOE, “Model Test Experience on Vortex Induced Vibrations of Truss Spars,” OTC 15242, 2003.

VANDIVER, J. K., LI, L., “Shear7 Program Theoretical Manual”, *Department of Ocean Engineering - MIT*, Cambridge, Massachusetts, USA, 2005.

WAALS, OLAF J., PHADKE, AMAL C., BULTEMA, S., “Flow Induced Motions of Multi Column Floaters”, *International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, OMAE2007-29539, San Diego, Estados Unidos, 2007.

WILLIAMSON, C.H.K. AND ROSHKO, A., *Vortex Formation in the Wake of an Oscillating Cylinder*, Journal of Fluids and Structures, Vol. 2, pp. 355-381, 1988.

XIANG, S., CAO, P., RIJKEN, O., MA, J., CHEN, Y., “Riser Fatigue Design by Deep Draft Semi-Submersible”, *International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, OMAE2010-20339, Shanghai, China, 2010.

XU, Q., “A New Semisubmersible Design for Improved Heave Motion, Vortex Induced Motion and Quayside Stability”, *International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, OMAE2011-49118, Rotterdam, The Netherlands, 2011.