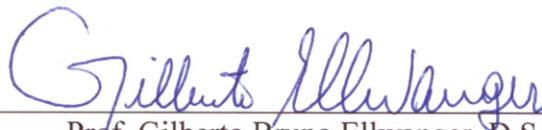


ANÁLISE DE MOVIMENTOS INDUZIDOS POR VÓRTICES EM PLATAFORMAS
FLUTUANTES

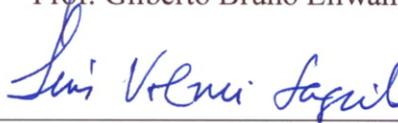
Thiago Ângelo Gonçalves de Lacerda

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

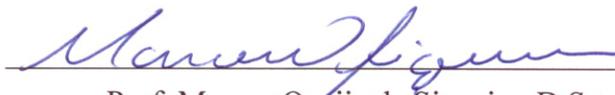
Aprovada por:



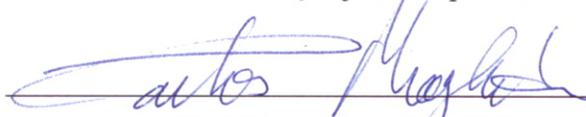
Prof. Gilberto Bruno Ellwanger, D.Sc.



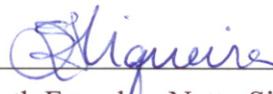
Prof. Luís Volnei Sudati Sagrilo, D.Sc.



Prof. Marcos Queija de Siqueira, D.Sc.



Prof. Carlos Magluta, D.Sc.



Dra. Elizabeth Frauches Netto Siqueira, D.Sc.

RIO DE JANEIRO, RJ – BRASIL

AGOSTO DE 2007

Livros Grátis

<http://www.livrosgratis.com.br>

Milhares de livros grátis para download.

LACERDA, THIAGO ÂNGELO GONÇALVES DE

Análise de Movimentos Induzidos por
Vórtices em Plataformas Flutuantes. [Rio de
Janeiro]. 2007

XIII, 112 p. 29,7 cm (COPPE/UFRJ,
M.Sc., Engenharia Civil, 2007)

Dissertação – Universidade Federal do Rio
de Janeiro, COPPE

1. Análise Dinâmica
2. Estruturas Offshore
3. Interação Fluido-Estrutura

I. COPPE/UFRJ II. Título (série)

*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 e à minha mãe Maria Alaíde Ângelo Cavalcanti, pelos ensinamentos, pelo carinho, pela dedicação e o apoio que sempre demonstraram nos bons e nos difíceis momentos vividos até aqui. Certamente sem o apoio incondicional de vocês esta dissertação teria sido impossível.

Aos meus amigos do Colégio Santo Agostinho (oficiais e agregados), à Cristiano Santos de Aguiar e à Thiago Paulo Menezes pela amizade, companheirismo e por sempre estarem presentes nos momentos mais difíceis.

Às amigas do incansável grupo de estudos do primeiro período do mestrado Karinna Freitas e Fernanda Brenny. Vocês tornaram aqueles meses muito mais fáceis.

À todos da equipe do Laboratório de Análise e Confiabilidade de Estruturas Offshore (LACEO) em especial aos amigos da “Baia 206” Fernando Loureiro e João Marques, e também à Fernanda Cristina e Silvia Leal. A presença de vocês faz os dias serem muito mais alegres.

À Agência Nacional de Petróleo (ANP) que através de seu Programa de Recursos Humanos (PRH02) forneceu o suporte financeiro para a realização deste trabalho.

Aos orientadores Gilberto Bruno Ellwanger e Luís Volnei Sudati Sagrilo que mais do que orientadores, são amigos. Obrigado pela vontade e interesse demonstrados ao longo de todo o trabalho; por buscarem enriquecer ao máximo essa dissertação; vocês são pessoas sem as quais esta dissertação 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”.

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

ANÁLISE DE MOVIMENTOS INDUZIDOS POR VÓRTICES EM PLATAFORMAS
FLUTUANTES

Thiago Ângelo Gonçalves de Lacerda

Agosto/2007

Orientadores: Gilberto Bruno Ellwanger
Luís Volnei Sudati Sagrilo

Programa Engenharia Civil

Este trabalho tem por objetivo avaliar o uso de metodologias baseadas no domínio do tempo em problemas de Movimentos Induzidos por Vórtices (VIM) em unidades flutuantes ancoradas. Essas metodologias são adaptações de técnicas utilizadas para o cálculo de Vibrações Induzidas por Vórtices (VIV) em estruturas esbeltas. Busca-se avaliar a capacidade dessas técnicas em representar um fenômeno que ocorre em uma escala diferente daquela para a qual foram desenvolvidas, visto que, as estruturas sujeitas ao VIM possuem um diâmetro 200 a 300 vezes maior que o apresentado nos exemplos de VIV. Aqui serão apresentados 3 (três) modelos para o cálculo das forças causadas pelo desprendimento de vórtices, os quais serão aplicados a alguns exemplos e seus resultados serão comparados com medições obtidas experimentalmente. Os modelos de cálculo citados serão implementados em um programa de análise dinâmica não linear para um corpo rígido com 6 (seis) graus de liberdade acoplado a um conjunto de molas não lineares.

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

VORTEX INDUCED MOTIONS ANALYSIS ON FLOATING STRUCTURES

Thiago Ângelo Gonçalves de Lacerda

August/2007

Advisors: Gilberto Bruno Ellwanger
Luís Volnei Sudati Segrilo

Department: Civil Engineering

This dissertation aims to evaluate the use of time domain methodologies applied in a Vortex Induced Motions (VIM) problem. These methodologies are adapted from Vortex Induced Vibration (VIV) techniques. This study seeks to evaluate the behavior of these techniques when used in a large scale problem, whereas, the VIM structures presents a diameter 300 times greater than VIV submitted structures. This work presents three force calculation schemes, they will be applied in physical examples and its results will be compared to model test data. The analysis will be performed in a non linear dynamic analysis program, using a six degree of freedom model.

Índice

1. INTRODUÇÃO E MOTIVAÇÃO	1
2. UNIDADES FLUTUANTES DE PRODUÇÃO SUJEITAS AO VIM	7
2.1. SEMI-SUBMERSÍVEL	8
2.2. TLP (TENSION LAG PLATFORM)	10
2.3. SPAR	14
2.4. MONOCOLUNA	18
3. MOVIMENTOS INDUZIDOS POR VÓRTICES (VIM)	20
3.1. INTRODUÇÃO	20
3.2. O FENÔMENO	22
3.3. FORMAÇÃO DOS VÓRTICES	24
3.4. FORÇAS ENVOLVIDAS	29
3.5. ENSAIOS E MEDIÇÕES REALIZADOS DE VIM	32
3.6. MODELOS MATEMÁTICOS UTILIZADOS	38
3.6.1. <i>Modelo 1</i>	41
3.6.2. <i>Modelo 2</i>	47
3.6.3. <i>Modelo 3</i>	51
4. PROGRAMA DESENVOLVIDO EM FORTRAN	54
4.1. CÁLCULO DA RIGIDEZ (MODELO COM BARRAS DE TRELIÇA)	54
4.2. CÁLCULO DA MATRIZ DE MASSA	57
4.3. CÁLCULO DA MATRIZ DE AMORTECIMENTO	58
4.4. ANÁLISE NÃO LINEAR	59
4.4.1. <i>Análise Estática</i>	60
4.4.2. <i>Análise Dinâmica</i>	61
5. CASOS ANALISADOS	65
5.1. EXEMPLO 1: CILINDRO APOIADO POR MOLAS LINEARES	65
5.1.1. <i>Resposta para os Modelos 1 e 2</i>	67
5.1.2. <i>Resposta para o Modelo 3</i>	69
5.1.3. <i>Comentários Gerais</i>	73
5.2. EXEMPLO 2: CILINDRO APOIADO POR 3 MOLAS NÃO LINEARES	76
5.2.1. <i>Resposta para o Modelo 3</i>	77
5.2.2. <i>Comentários Gerais</i>	85
5.2.3. <i>Análise de Fadiga de um SCR</i>	85
6. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	95
6.1. CONCLUSÕES	96
6.2. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	98

BIBLIOGRAFIA	100
ANEXO 1 – MÉTODO DE PRONY	106
ANEXO 2 – METODOLOGIA PARA GERAÇÃO DAS CURVAS DO COEFICIENTE DE SUSTENTAÇÃO	110

Índice de Figuras

Figura 1.1 – Vórtice em formação.....	2
Figura 1.2 – Contribuição no dano a Fadiga do TDP de um SCR [12].....	3
Figura 1.3 – Resultados de A/D publicados pelo Marin em seu relatório [8]	4
Figura 2.1 – Principais sistemas utilizados na indústria offshore [3].....	7
Figura 2.2 – Exemplo de um plataforma semi-submersível.....	8
Figura 2.3 – Maiores Plataformas Semi-Submersíveis do mundo instaladas ou a serem instaladas[3].....	9
Figura 2.4 – TLP Ram Powell (Shell) – Profundidade 1100 metros.....	11
Figura 2.5 – Maiores plataformas TLP instaladas ou previstas para instalação [3].	11
Figura 2.6 – Maiores plataformas TLP instaladas ou previstas para instalação [3].	12
Figura 2.7 – Exemplo de uma plataforma do tipo TLP (Fonte: http://globalsecurity.org)	13
Figura 2.8 – Três principais tipos de plataforma <i>Spar</i>	14
Figura 2.9 – Plataforma <i>Spar</i> Clássica.....	15
Figura 2.10 – Exemplo esquemático de plataformas <i>Truss e Cell Spar</i> [25].....	16
Figura 2.11 – Maiores Plataformas do tipo <i>Spar</i> instaladas ou em construção [3].	17
Figura 2.12 – Modelo esquemático da SSP Piranema.....	18
Figura 2.13 – Exemplo de Monocoluna	19
Figura 3.1 – Camada Limite [33]	22
Figura 3.2 – Esteira de vórtices sobre um cilindro [33]	22
Figura 3.3 – Relação entre o número de Reynolds e a formação da esteira de vórtices	23
Figura 3.4 – escoamento entorno de um cilindro [33].....	25
Figura 3.5 – Par de vórtices estacionários [33].	25
Figura 3.6 – Esteira de <i>Von Karman</i> [31].....	26
Figura 3.7 – Simulação numérica da esteira de <i>Von Karman</i> [13].....	26

Figura 3.8 –Relação entre o número de <i>Reynolds</i> e o número de <i>Strouhal</i> [13].....	27
Figura 3.9 – Região de Lock-in proposta por Blevins[11].....	28
Figura 3.10- Padrões de vórtices distintos ao longo de uma estrutura esbelta [13]	29
Figura 3.11 – Esquema das forças envolvidas.....	30
Figura 3.12 – Força de sustentação e de arrasto	32
Figura 3.13 – Fenômenos de Loop e Eddy Current no Golfo do México [4]	34
Figura 3.14 - Resposta Típica ao VIM apresentada no apêndice H da API [10].....	36
Figura 3.15 - Comparação de resultados para uma Cell Spar, utilizando diferentes quantidades de <i>strakes</i> . [25] – As porcentagens representam a parcela do casco e das pernas que contém <i>Strakes</i>	36
Figura 3.16 -Resposta obtida para o ensaio de uma Truss Spar – Resultados apresentados até o máximo valor de amplitude [51]*	37
Figura 3.17 - Resposta Típica para o VIM para uma Spar[51]*	37
Figura 3.18 – Resultados de A/D publicados pelo Marin em seu relatório [8].....	37
Figura 3.19 Resultados de ensaio para uma plataforma do tipo Monocoluna, utilizando diversos apoamentos [26].....	38
Figura 3.20 – Critério de Lock-in [14]	44
Figura 3.21 – Fator que multiplica o C_D transversal em função do A/D.....	45
Figura 3.22 – Fator que multiplica o C_D longitudinal em função do A/D.....	46
Figura 3.23 – Fator que modifica o C_L em função do A/D.	47
Figura 3.24 – Critério de <i>lock-in</i> proposto por Venugopal [39].....	50
Figura 3.25 – Coeficiente de sustentação em função do A/D.	51
Figura 3.26 – Algumas curvas que compõem a família de curvas adotada para o Modelo 3.	52
Figura 3.27 – Região de possíveis valores de C_L em função do A/D.....	53
Figura 5.1 – Detalhe do modelo utilizado no exemplo 1.....	66
Figura 5.2 - Detalhe da posição das molas.	66
Figura 5.3 – Resultados de A/D encontrados em função da Velocidade Reduzida.	68
Figura 5.4 - Tendência de resposta esperada de acordo com os resultados experimentais.	69
Figura 5.5 – Resultados de A/D em função da Velocidade Reduzida encontrados para diversos números de Strouhal.....	70
Figura 5.6 - Resultado do programa para VR = 4 (St = 0,2).....	70

Figura 5.7 - Movimento longitudinal calculado no programa para VR = 4.00 (St = 0.2).	71
Figura 5.8 - Amplitude Adimensional obtida pelo método de Prony para cada instante de tempo (St = 0.2).....	71
Figura 5.9 - Resultado do programa para VR = 6.75 (St = 0,2).....	72
Figura 5.10 - Movimento longitudinal calculado no programa para VR = 6.75 (St = 0.2).	72
Figura 5.11 - Amplitude Adimensional obtida pelo método de Prony para cada instante de tempo (St = 0.2).....	73
Figura 5.12 - Curva utilizada para obtenção do coeficiente de sustentação nas velocidades reduzidas que apresentaram máxima oscilação.	74
Figura 5.13 – Detalhe do modelo estrutural do Exemplo 2.....	77
Figura 5.14 - Tendência de reposta esperada de acordo com os resultados experimentais [10].	78
Figura 5.15 – Resultados de A/D em função da Velocidade Reduzida.....	79
Figura 5.16 - Movimento transversal obtido para VR igual a 4,00.....	79
Figura 5.17 - Amplitude Adimensional obtida pelo método de Prony para cada instante de tempo (St = 0.2).....	80
Figura 5.18 - Movimento longitudinal calculado no programa para VR = 4.00 (St = 0.2).	80
Figura 5.19 - Movimento transversal obtido para VR igual a 5,00.....	81
Figura 5.20 –Espectro do movimento transversal obtido para VR = 5.00.....	81
Figura 5.21 - Amplitude Adimensional obtida pelo método de Prony para cada instante de tempo (St = 0.2).....	82
Figura 5.22 - Movimento longitudinal calculado no programa para VR = 5.00 (St = 0.2).	82
Figura 5.23 - Movimento transversal obtido para VR igual a 6,00.....	83
Figura 5.24 – Espectro do movimento lateral obtido para VR = 6.00.....	83
Figura 5.25 - Movimento longitudinal calculado no programa para VR = 6.00 (St = 0.2).	84
Figura 5.26 - Amplitude Adimensional obtida pelo método de Prony para cada instante de tempo (St = 0.2).....	84
Figura 5.27 - Vista Lateral do Riser.....	86
Figura 5.28 - Detalhe do <i>Stress-Joint</i> utilizado (*Obs.: fora de escala).....	87

Figura 5.29 - Vista superior do conjunto flutuante e riser.....	87
Figura 5.30 - Função Cumulativa de Probabilidade da Velocidade de Corrente.	90
Figura 5.31 - Curvas utilizadas nas análises de fadiga (gráfico em escala logarítmica). 92	
Figura 5.32 - Vida Útil ao longo do Riser	93
Figura A. 1 – Esquema para montagem das curvas de sustentação [37].....	110
Figura A. 2 - Conjunto de curvas construídas a partir dos dados da Tabela A. 1.	112

Índice de Tabelas

Tabela 2.1 – Maiores Palataformas Semi-Submesíveis do mundo ou a serem instaladas[3].....	10
Tabela 2.2 - Maiores plataformas TLP instaladas ou previstas para instalação [3].	12
Tabela 2.3 - Maiores plataformas TLP instaladas ou previstas para instalação [3].	13
Tabela 2.4 - Maiores Plataformas do tipo Spar instaladas ou em construção [3].....	17
Tabela 5.1 – Dados do Exemplo 1	67
Tabela 5.2 - Resultados obtidos para as análises sem amortecimento.	74
Tabela 5.3 – Valores limite para a velocidade reduzida.....	75
Tabela 5.4 – Dados do Exemplo 2.....	77
Tabela 5.5 - Dimensões do Riser.....	86
Tabela 5.6 - Dados do carregamento utilizado na análise de fadiga.	89
Tabela 5.7 - Probabilidade de Ocorrência das diversas velocidades de corrente adotadas	90
Tabela 5.8 - Propriedades Físicas do Titânio [45].....	91
Tabela 5.9 - Propriedades Físicas do Aço	91
Tabela A. 1 – Dados utilizados para a construção das curvas.....	111

Nomenclatura

A – Amplitude de vibração no sentido transversal a corrente

A_C – Aceleração do Fluido

A_{XC} – Aceleração do corpo na direção do fluxo

A/D – Amplitude Adimensional

\mathbf{C} – Matriz de Amortecimento

C_D – Coeficiente de Arrasto

C_L – Coeficiente de Sustentação

D – Diâmetro Hidrodinâmico

f_s – Frequência de Strouhal

f_n – Frequência Natural

f_n/f_s – Razão de Frequências

\mathbf{K} – Matriz de Rigidez

\mathbf{M} – Matriz de Massa

Re – Número de Reynolds

S_t – Número de Strouhal

TLP – *Tension Leg Platform*

T_n – Período Natural

\mathbf{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

1. Introdução e Motivação

Atualmente há a necessidade crescente de se produzir uma quantidade maior de petróleo para atender a demanda o que levou à busca e à descoberta de novos campos petrolíferos. Como as reservas brasileiras e alguns dos principais campos de 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 [1, 2]. Hoje a máxima perfuração de poços exploratórios no mundo situa-se em torno de 3.000 metros e a máxima exploração (produção econômica) em torno de 2.400 metros (Independence Hub) [3]. Assim, foi preciso buscar soluções que possibilitem a exploração destes campos petrolíferos, já que as estruturas convencionais (Jaquetas), possuíam um limite técnico econômico em torno de 400 m [1, 2].

Uma das soluções adotada pela PETROBRAS e por outras empresas do setor, foi o uso de sistemas flutuantes [1, 2]. 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. Existem vários tipos de sistemas flutuantes, dentre eles destacam-se: os Navios FPSO's; as TLP's; as Semi-Submersíveis; as Spar Buoys. Alguns novos conceitos vêm sendo propostos, como o caso da Monocoluna-FPSO, cuja primeira unidade entrará em operação no Brasil, no campo de Piranema em 2007 em uma lâmina de 1600 metros, tornando-se o FPSO instalado na lâmina d'água mais profunda [3].

Devido a esta complacência, quando submetidas a uma correnteza, tais estruturas podem experimentar um fenômeno denominado Movimentos Induzidos por Vórtices (VIM – *Vortex Induced Motions*). Isso é resultado da passagem de um fluido, no caso a água do mar, através de um obstáculo (Figura 1.1). Dependendo da velocidade do fluxo, geometria e viscosidade do corpo, este fluxo pode gerar vórtices na parte posterior do anteparo e se estes estiverem sendo formados numa frequência próxima a

uma das frequências naturais da estrutura, esta iniciará uma vibração transversal. Na indústria *offshore*, este fenômeno é mais comumente estudado em estruturas esbeltas como linhas de ancoragem e *risers* (elementos que conectam a plataforma ao poço). Porém, algumas medições [4, 5] e ensaios [6, 7, 8, 9, 10] mostraram que as próprias plataformas poderiam sofrer este fenômeno com a passagem da correnteza.

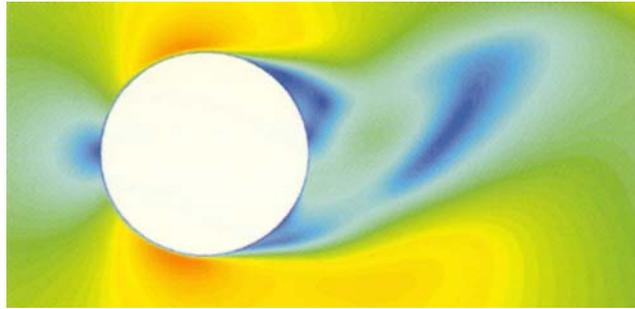


Figura 1.1 – Vórtice em formação.

Existem poucos estudos se dedicados à influência do desprendimento de vórtices em estruturas, por possuírem uma grande robustez e conseqüentemente frequências naturais altas, o efeito do desprendimento de vórtices é desprezível. Contudo, com o aprimoramento das técnicas de construção e desenvolvimento de novos materiais (mais leves e resistentes), as estruturas tornaram-se cada vez mais esbeltas e este fenômeno passou a ser percebido nas mais variadas estruturas civis, tanto para corpos imersos no ar quanto na água.

Os Movimentos Induzidos por Vórtices (VIM – *Vortex Induced Motions*) ocorrem em plataformas com estrutura cilíndrica (*Spars*, TLPs, Semi-Submersíveis e futuramente nas Monocolunas), quando expostas a uma correnteza. O VIM tem sido observado de forma mais proeminente em *Spars* (fonte da maioria das medições realizadas), porém muitos ensaios [10] observaram que este fenômeno também pode ocorrer em plataformas compostas por mais de uma coluna como TLPs e semi-submersíveis [6, 7, 8, 9]. Isso tem feito os projetistas cada vez mais, estudarem formas de considerar tais movimentos, pois estes podem afetar a vida útil das linhas ligadas à plataforma, acelerando os danos causados por fadiga nessas estruturas.

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

na API RP 2SK – 2005 [10] (norma para projeto de ancoragem de sistemas flutuantes), que dedicou um anexo para a consideração do VIM no projeto das linhas de ancoragem. Essa importância se justifica, pois o VIM altera o cálculo da resistência da linha, devido o aumento do coeficiente de arrasto [10, 11], número adimensional que determina a relação entre o quadrado da velocidade da corrente e a força aplicada sobre o obstáculo. Esse aumento resulta em aumento do *offset* médio, elevando assim, a tração nas linhas mais solicitadas. Na publicação [12] apresenta-se um cálculo da influência do VIM na fadiga de risers (SCR) conectados à plataforma. A Figura 1.2, mostra que a contribuição do VIM para a fadiga pode ser significativa.

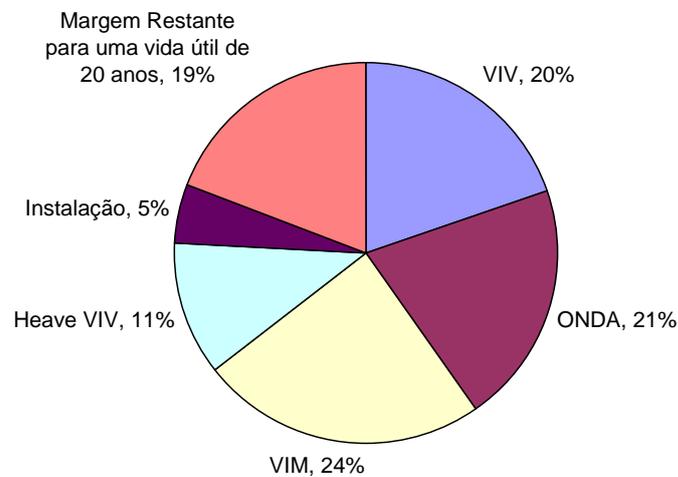


Figura 1.2 – Contribuição no dano a Fadiga do TDP de um SCR [12]

A API [10] em seu anexo ressalta que os efeitos do VIM devem ser levados em consideração no projeto do sistema de ancoragem de unidades flutuantes, já que, alguns dos principais campos de produção localizam-se em áreas submetidas à ocorrência de correntezas durante quase todo o ano.

Nos últimos anos, pôde-se observar um aumento significativo do número de trabalhos científicos voltados para este assunto publicados nos principais congressos científicos. Esses trabalhos apresentam resultados de medições em campo (para plataformas do tipo *Spar*), de ensaios em tanque e de propostas para desenvolvimento de ferramentas computacionais capazes de simular o problema. Os ensaios têm sido realizados principalmente em tanques de reboque. Em três de seus últimos relatórios [7, 8, 9] o MARIN (Instituto de Pesquisas Marítimas da Holanda) publicou resultados de

ensaios mostrando que plataformas com cascos compostos por várias colunas também apresentaram o VIM. A Figura 1.3 mostra a amplitude adimensional (A/D – razão da amplitude de movimento com o diâmetro da plataforma) obtida para várias velocidades reduzidas (VR).

$$VR = \frac{V_C \times T_n}{D} \quad (1.1)$$

Onde:

VR é a velocidade reduzida

T_n é o período natural

D é o diâmetro hidrodinâmico

V_C é a velocidade do fluido

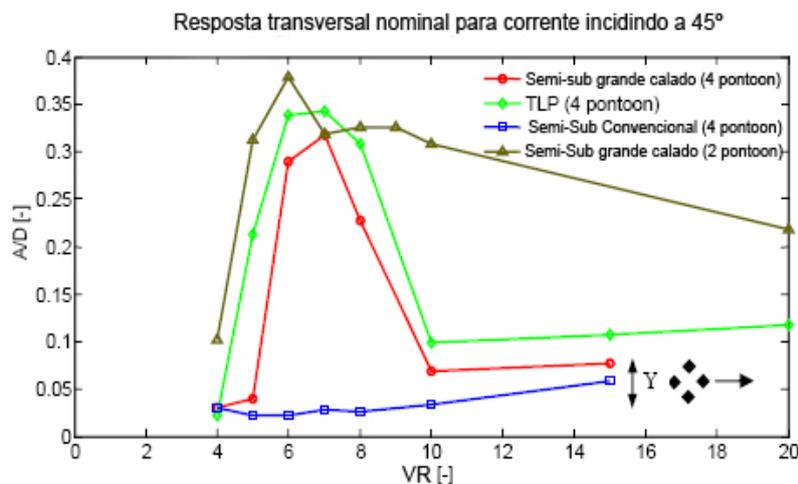


Figura 1.3 – Resultados de A/D publicados pelo Marin em seu relatório [8]

A busca de ferramentas computacionais que sejam capazes de considerar de forma adequada os efeitos deste fenômeno é uma das principais motivações dessa dissertação. Por tratar-se de um problema hidroelástico, o uso de CFD (*Computer Fluid Dynamics*) seria o mais aconselhado. Porém, tais ferramentas possuem um custo computacional elevado e ainda estão restritas a problemas específicos, o que limita o seu uso [10, 13]. Atualmente, ainda não existem ferramentas analíticas e numéricas disponíveis para serem utilizadas para projeto. Os projetistas têm utilizado resultados obtidos experimentalmente, mas muitos dos resultados obtidos ainda precisam ser validados com medições em estruturas reais [5, 10].

O foco principal deste trabalho é avaliar o uso de ferramentas utilizadas para o cálculo de VIV no domínio do tempo [14, 15, 16, 17] em problemas de VIM. Embora sejam problemas de mesma natureza, possuem escalas diferentes. O VIM apresenta períodos muito maiores (de 200 a 400 vezes maior) além dos vórtices ocorrerem para números de *Reynolds* na ordem de 10^8 , superior aos observados no VIV de linhas e dutos. Para a análise de VIV estão sendo desenvolvidas metodologias de análise no domínio do tempo, no domínio frequência e, recentemente, foi proposto um método Dual que combina as duas metodologias anteriores [13]. Este trabalho avaliará o uso de técnicas de análise no domínio do tempo em problemas de movimentos induzidos por vórtices.

Para esta dissertação, foi desenvolvido um programa em FORTRAN 90 [19] para análise dinâmica não linear no domínio do tempo de um corpo rígido com 6 (seis) graus de liberdade acoplado a um conjunto de molas, ao qual foram adicionados módulos de cálculo das forças de VIM.

Por tratar-se de um problema intermitente [11, 10, 13, 20], a cada passo da análise realiza-se uma avaliação para prever a frequência e amplitude de vibração, pois estes valores afetam diretamente os coeficientes hidrodinâmicos alterando as forças de excitação (VIM), o amortecimento, o arrasto e a massa adicionada. Esta característica intermitente pode gerar instabilidade na análise dinâmica, levando a não convergência da mesma.

Esta dissertação está organizada da seguinte forma, 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, assim como, as metodologias para consideração numérica das forças devidas ao desprendimento de vórtices.

No Capítulo 4, o programa desenvolvido em FORTRAN é apresentado, assim como os algoritmos utilizados para a resolução do problema dinâmico.

No Capítulo 5, são apresentados os exemplos estudados. Neste capítulo também encontram-se os resultados obtidos e uma análise sobre eles.

No Capítulo 6, são expostas as conclusões e são feitas algumas sugestões para trabalhos futuros.

2. Unidades Flutuantes de Produção sujeitas ao VIM

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

Foram idealizados vários tipos de plataformas flutuantes, dentre eles destacam-se: Semi-Submersível (FPU – *Floating Production Unit*), TLP (*Tension Leg Platform*), Spar (*Classic, Truss, Cell*), FPSO e Monocoluna (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. Seu dimensionamento e projeto seguem rígidos critérios de segurança ditados por normas internacionais [6, 10, 21, 22, 23, 25].

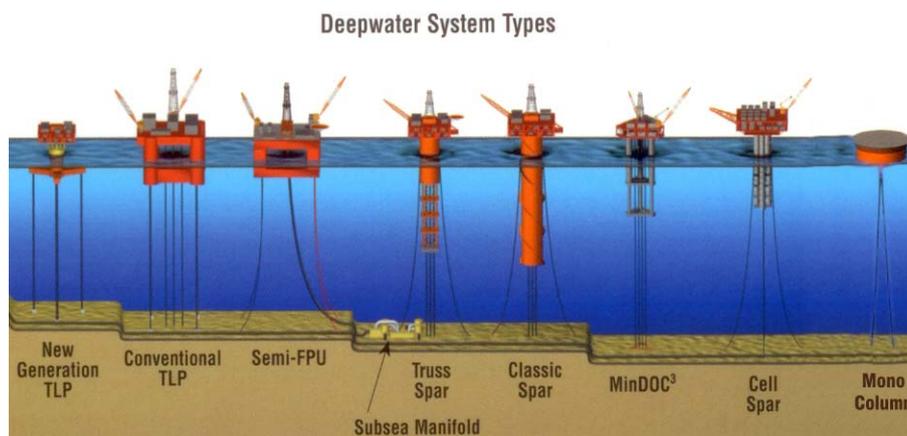


Figura 2.1 – Principais sistemas utilizados na indústria offshore [3]

Essas estruturas caracterizam-se por sua grande complacência, ou seja, apresentam grandes deslocamentos quando submetidas as forças ambientais. Com a exploração de campos localizados em lâminas d'água cada vez mais profundas esses sistemas estruturais estão se tornando cada vez menos rígidos e, conseqüentemente, aumentando seu período natural. Esse fato passou a expor essas plataformas ao fenômeno do VIM. Tal fenômeno será melhor descrito no capítulo 3 desta dissertação.

Dentre os conceitos citados anteriormente, apenas o Navio FPSO não sofre o VIM, o qual por tratar-se de um navio, sua geometria não favorece a formação de

vórtices. Os outros, por possuírem uma geometria caracterizada por colunas, estão sujeitos ao VIM [7, 8, 9, 10, 12, 24, 26, 27, 28]. A seguir, será feita 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.

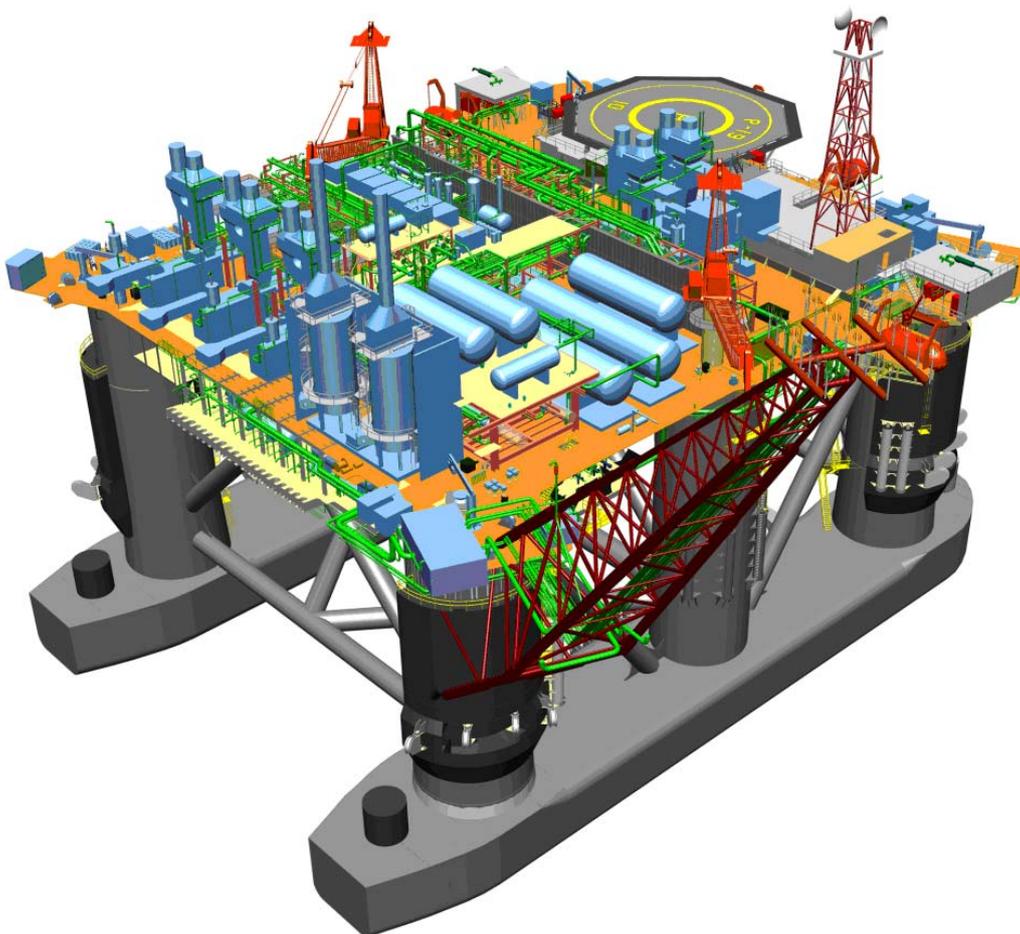


Figura 2.2 – Exemplo de um plataforma semi-submersível

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. Tendo em vista as grandes profundidades dos campos de exploração, esse trabalho só pode ser realizado por robôs.

Conforme fora comentado na introdução, ensaios realizados no MARIN [7, 8, 9], mostram que estas estruturas estão sujeitas ao VIM.

Junto com os FPSOs, as plataformas semi-submersíveis são as unidades flutuantes utilizadas pela PETROBRAS nos campos brasileiros de águas profundas e ultra-profundas. A Figura 2.3 mostra as principais semi-submersíveis em operação no mundo.

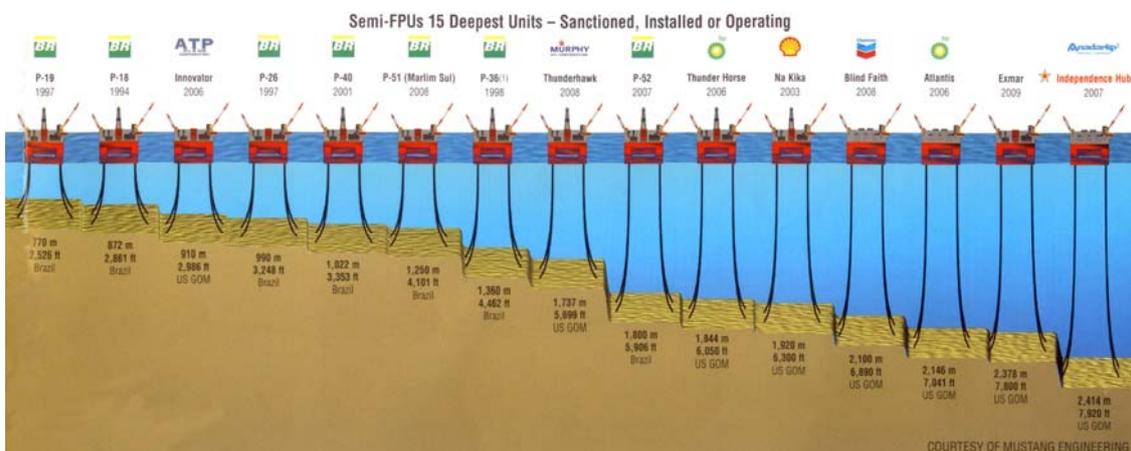


Figura 2.3 – Maiores Plataformas Semi-Submersíveis do mundo instaladas ou a serem instaladas[3].

Tabela 2.1 – Maiores Plataformas Semi-Submersíveis do mundo ou a serem instaladas[3].

Nome	Empresa	Ano	Local	Profundidade (m)
P-19	Petrobras	1997	Brasil	770
P-18	Petrobras	1994	Brasil	872
Innovator	ATP	2006	GOM	910
P-26	Petrobras	1997	Brasil	990
P-40	Petrobras	2001	Brasil	1.022
P-51 (Marlin Sul)	Petrobras	2004	Brasil	1.25
P-36	Petrobras	1998	Brasil	1.36
Thunderhawk	Murphy	2008	GOM	1.737
P-52	Petrobras	2005	Brasil	1.8
Thunder Horse	bp	2004	GOM	1.844
NaKika	Shell	2003	GOM	1.92
Blind Faith	Chevron	2008	GOM	2.1
Atlantis	bp	2006	GOM	2.146
Exmar		2009	GOM	2.378
Independence Hub	Enterprise	2007	GOM	2.414

2.2. TLP (Tension Lag 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. O casco da TLP é 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, já que o comportamento é diferenciado.



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. Esta é uma das principais vantagens das TLPs em relação a outros sistemas flutuantes utilizados atualmente.

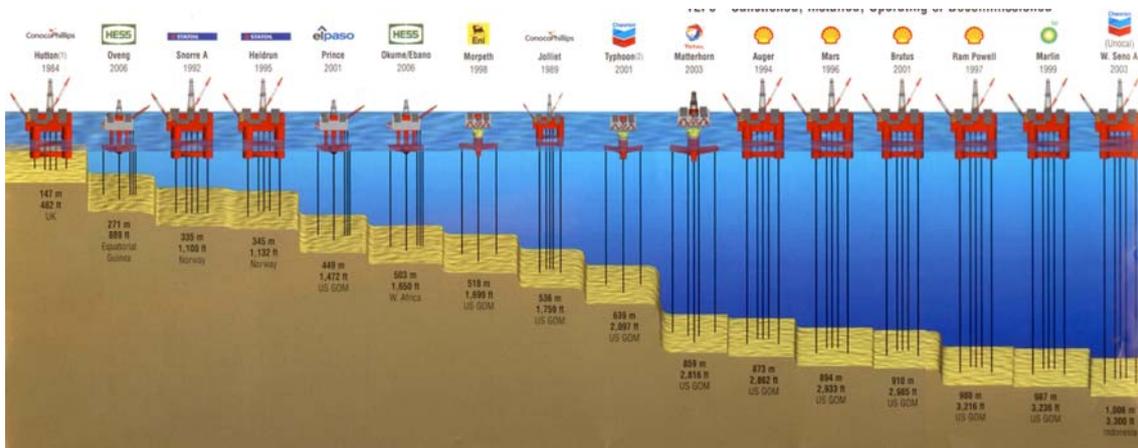


Figura 2.5 – Maiores plataformas TLP instaladas ou previstas para instalação [3].

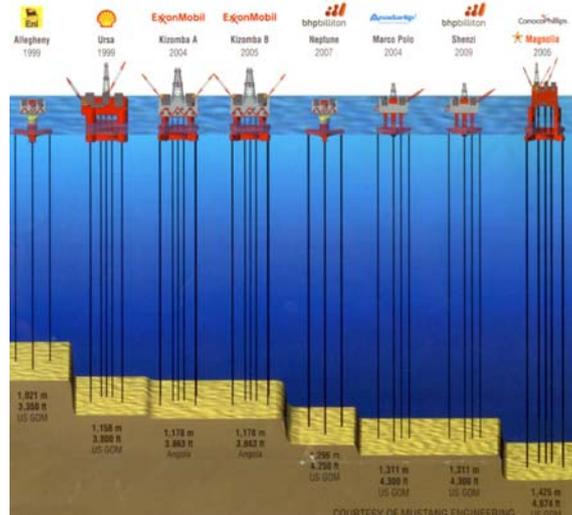


Figura 2.6 – Maiores plataformas TLP instaladas ou previstas para instalação [3].

Tabela 2.2 - Maiores plataformas TLP instaladas ou previstas para instalação [3].

Nome	Empresa	Ano	Local	Profundidade (m)
Hutton	Conoco Philips	1984	UK North Sea	147
Oveng	HESS	2006	Guiné Equatorial	271
Snorre A	Statoil	1992	Norway	335
Heidrun	Statoil	1995	Norway	345
Prince	El paso	2001	GOM	449
Okume/Ebano	HESS	2006	W. Africa	503
Morpeth	Eni	1998	GOM	518
Jolliet	ConocoPhilips	1989	GOM	536
Typhoon	Chevron	2001	GOM	639
Matterhorn	TOTAL FINA ELF	2003	GOM	859
Auger	Shell	1994	GOM	873
Mars	Shell	1996	GOM	894
Brutus	Shell	2001	GOM	910
Ram/Powell	Shell	1997	GOM	980
Marlin	BP	1999	GOM	988
W. Seno A	UNOCAL	2003	Indonésia	1.006
Allegheny	Eni	1999	GOM	1.021
Ursa	Shell	1999	GOM	1.158

Tabela 2.3 - Maiores plataformas TLP instaladas ou previstas para instalação [3].

Nome	Empresa	Ano	Local	Profundidade (m)
Kizomba A	Exxon Mobil	2005	W. Africa	1.178
Kizomba A	Exxon Mobil	2003	W. Africa	1.177
Neptune	bhpbilton	2007	GOM	1.296
Marco Polo	El Paso	2003	GOM	1.311
Shenzi	bhpbilton	2009	GOM	1.311
Magnólia	ConocoPhillips	2004	GOM	1.432

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.

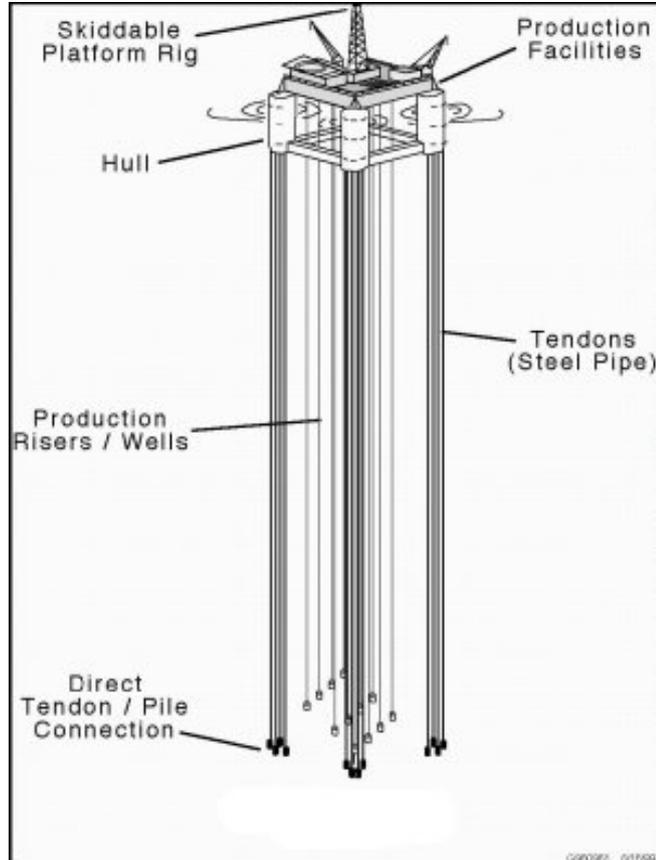


Figura 2.7 – Exemplo de uma plataforma do tipo TLP (Fonte: <http://globalsecurity.org>)

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 [6] em tanque confirmaram a possibilidade de 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* [4]. As primeiras *Spars* adotavam uma configuração denominada de clássica, mas variações dela foram desenvolvidas. Atualmente existem 3 (três) tipos de *Spar*, a clássica, a *Cell* e a *Truss* (Figura 2.8).

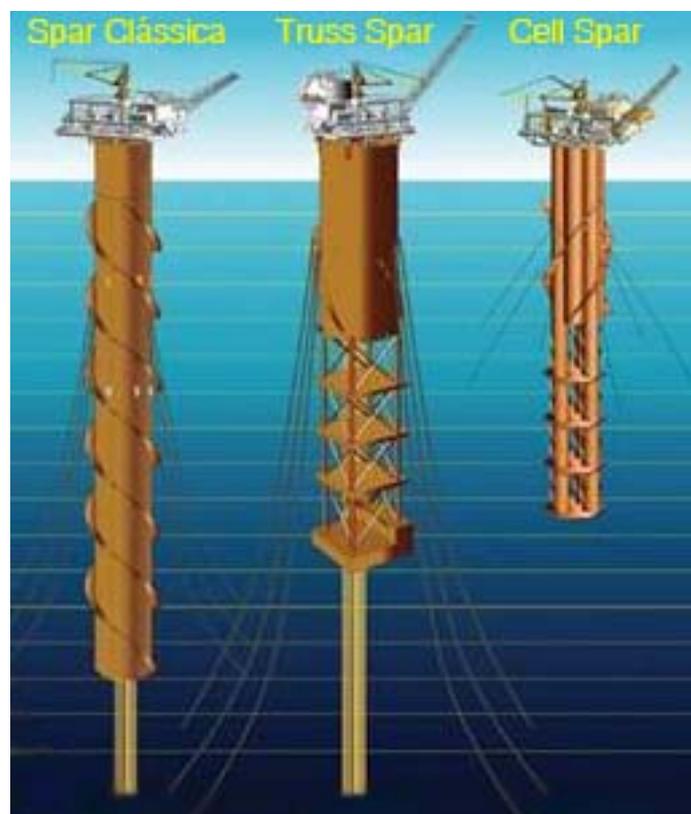


Figura 2.8 – Três principais tipos de plataforma Spar

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 à tração necessária [29]. 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 2.9 mostra uma *Spar Clássica*.

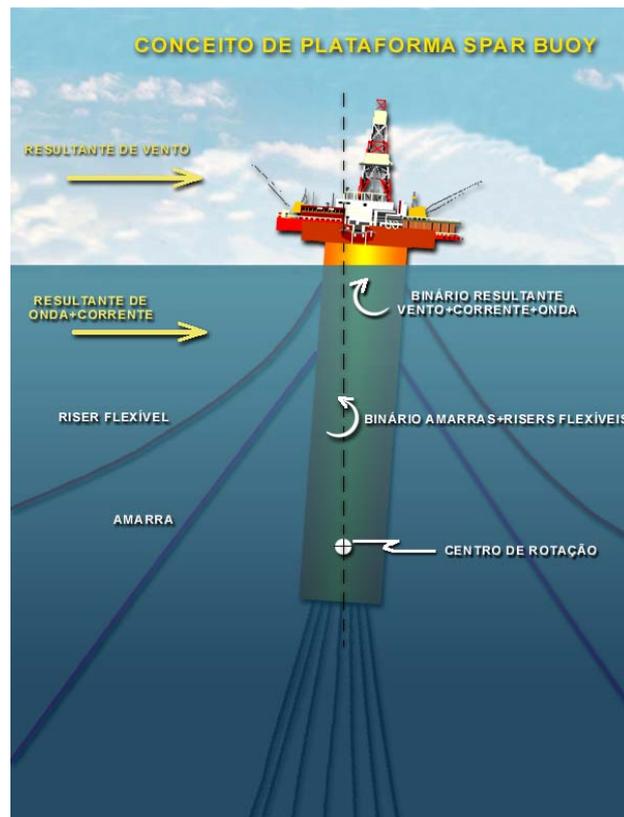


Figura 2.9 – Plataforma Spar Clássica

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.

O casco da *Cell Spar* assemelha-se ao da clássica, mas ao invés de possuir um único cilindro ele consiste de vários cilindros de diâmetro menor fixados lado a lado. A Figura 2.10 ilustra ambas as concepções.



Figura 2.10 – Exemplo esquemático de plataformas *Truss* e *Cell Spar* [25].

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

As plataformas do tipo *Spar* são as únicas fontes de dados sobre VIM em estruturas instaladas (Neptune [25] e Gênese [4, 5] – Golfo do México) e, conseqüentemente, são o tipo de plataforma mais ensaiado. A Figura 2.11 lista as principais plataformas *Spar* em operação ou com instalação prevista.

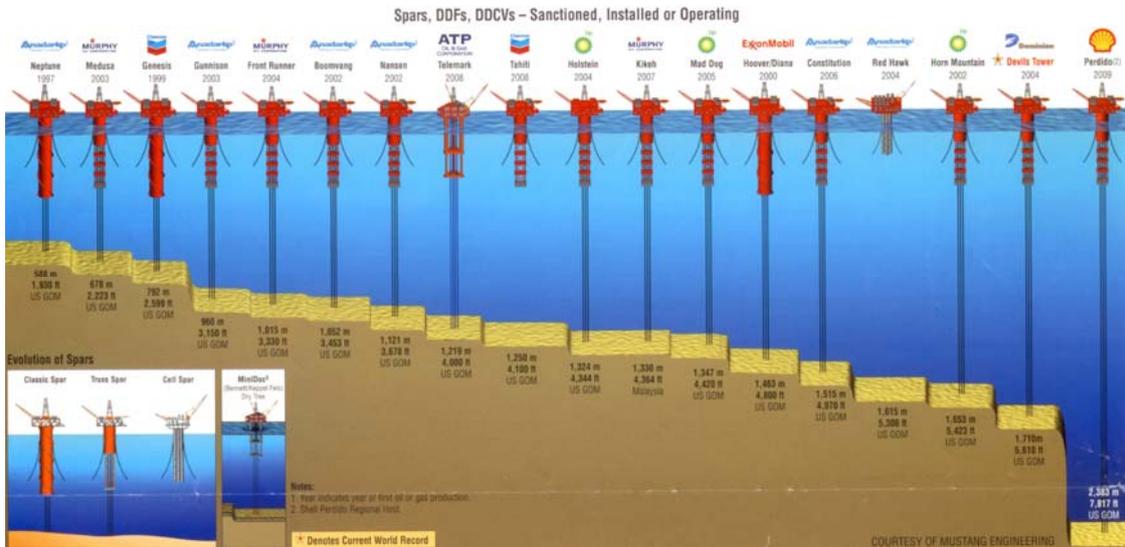


Figura 2.11 – Maiores Plataformas do tipo Spar instaladas ou em construção [3].

Tabela 2.4 - Maiores Plataformas do tipo Spar instaladas ou em construção [3].

Nome	Empresa	Ano	Local	Profundidade (m)
Neptune	Km	1997	GOM	588
Medusa	MURPHY (oil corporation)	2003	GOM	678
Genesis	ChevronTexaco	1999	GOM	792
Gunnison	Km	2004	GOM	960
Front Runner	MURPHY (oil corporation)	2004	GOM	1.015
Boomvang	Km	2002	GOM	1052
Nansen	Km	2002	GOM	1121
Telemark	ATP	2008	GOM	1219
Tahiti	Chevron	2008	GOM	1250
Holstein	bp	2003	GOM	1324
Kikeh	bp	2005	Malásia	1330
Mad Dog	bp	2005	GOM	1347
Hoover Diana	ExxonMobil	2000	GOM	1463
Constitution	Anadarko	2006	GOM	1515
Red Hawk	Anadarko	2004	GOM	1615
Horn Mountain	bp	2002	GOM	1653
Devil's Tower	Dominion	2003	GOM	1710
Perdido	Shell	2009	GOM	2383

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, 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, tende a 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 possibilitando o uso de SCR (*risers* de aço em catenária). A importância disso reside no fato de *risers* flexíveis, hoje em dia, ainda não estarem certificados para o uso em águas ultra-profundas. A utilização do conceito da monocoluna em águas profundas tem sido enfoque de vários estudos [26]. Ainda não existem unidades em operação; a primeira, denominada SSP Piranema, será instalada em Piranema no nordeste brasileiro (Figura 2.12).



Figura 2.12 – Modelo esquemático da SSP Piranema

Ensaios demonstraram que esse tipo de estrutura estaria suscetível ao fenômeno do VIM [26]. A Figura 2.13 mostra um exemplo esquemático desse tipo de plataforma.



Figura 2.13 – Exemplo de Monocoluna

3. Movimentos Induzidos por Vórtices (VIM)

3.1. Introdução

O VIM (*Vortex Induced Motions*) trata-se de um fenômeno que ocorre em plataformas flutuantes quando expostas a uma correnteza. 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*.

A diferença principal 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).

O fenômeno de desprendimento de vórtices devido a passagem de um fluido já vem sendo observado desde tempos antigos. 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 [13, 31, 32]. Os *risers* são estruturas esbeltas tubulares responsáveis por conectar a plataforma aos poços.

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. Atualmente, no entanto, estes

modelos ainda estão limitados a casos particulares, não atendendo à complexidade das correntezas e das estruturas encontradas na prática. Além disso, o custo computacional de tais análises ainda é muito elevado, o que inviabiliza sua utilização como ferramenta de projeto [5].

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). 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.

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. O fenômeno de desprendimento de vórtices em estruturas esbeltas submetidas fluxos uniformes é bastante conhecido e previsível possuindo modelos analíticos fechados para sua resolução [32]. 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.

Os modelos numéricos de análise de VIV dividem-se em dois tipos: os de análise no domínio do tempo e os modelos de análise no domínio da frequência. Como o objetivo deste trabalho é realizar análises no domínio do tempo utilizando metodologias disponíveis para VIV, não serão feitas análises no domínio da frequência.

3.2. O Fenômeno

A passagem de um fluido de baixa viscosidade por um obstáculo forma uma camada limite, junto ao obstáculo [34]. 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.

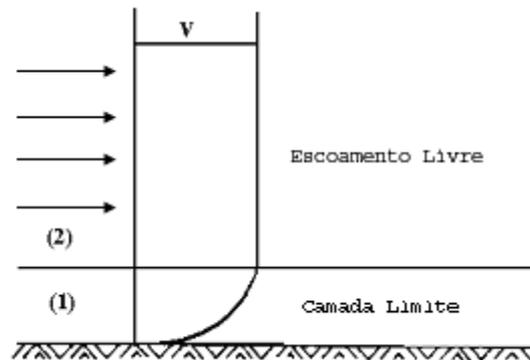


Figura 3.1 – Camada Limite [33]

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 [34]. 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 [33]

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 [34]. Ele é expresso pela relação:

$$Re = \frac{V_C \cdot D}{\nu} \quad (3.1)$$

onde:

V_C – velocidade do fluido

D – diâmetro hidrodinâmico do cilindro

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

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.

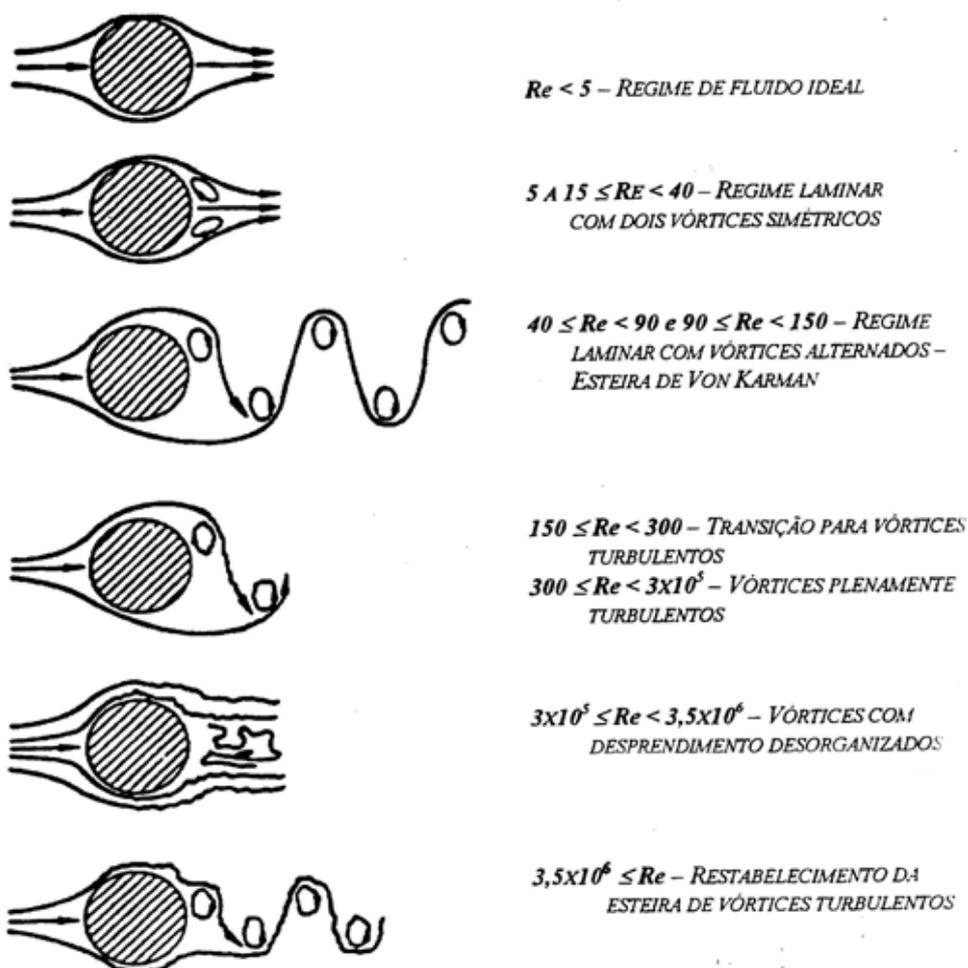


Figura 3.3 – Relação entre o número de Reynolds e a formação da esteira de vórtices

(Von Karman, 1912) [11].

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 [34]. 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) [31, 32, 33]. 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.

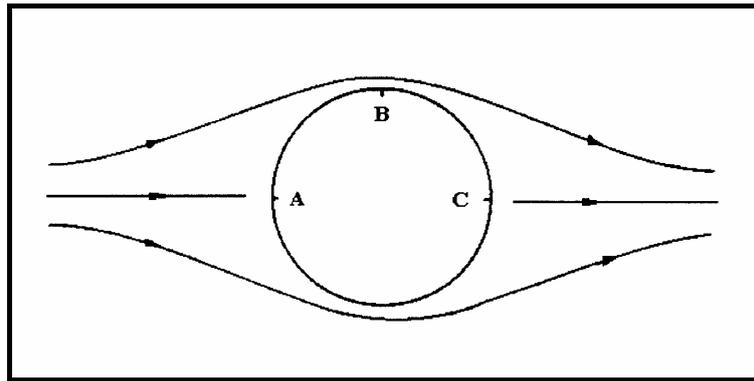


Figura 3.4 – Escoamento entorno de um cilindro [33]

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.

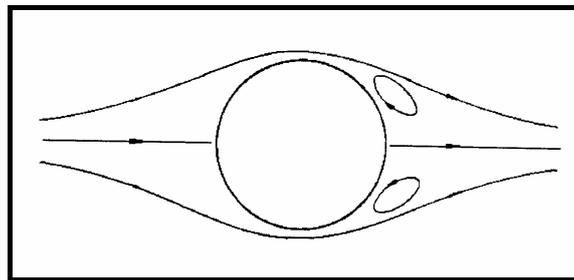


Figura 3.5 – Par de vórtices estacionários [33].

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.

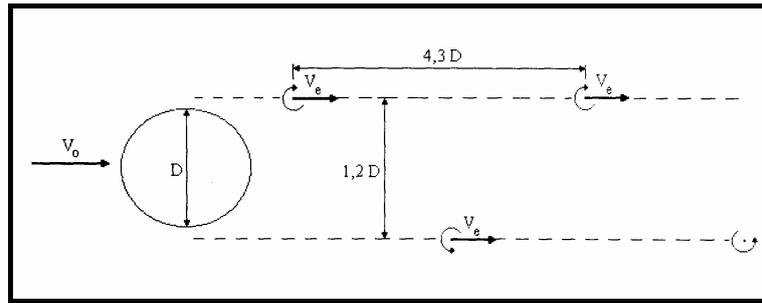


Figura 3.6 – Esteira de Von Karman [31]

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.

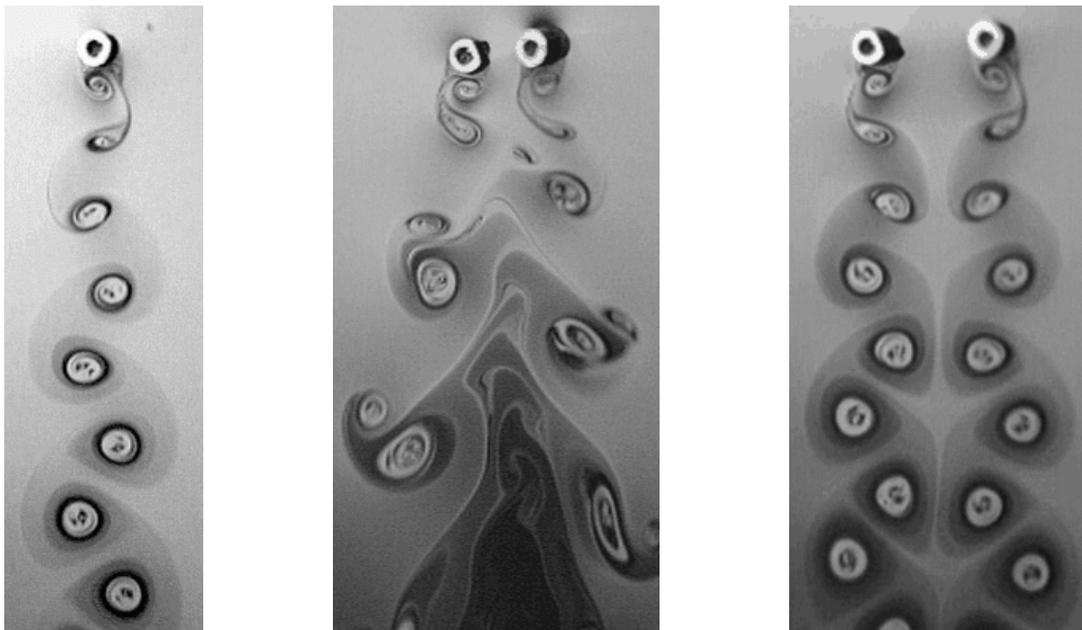


Figura 3.7 – Simulação numérica da esteira de Von Karman [13]

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.

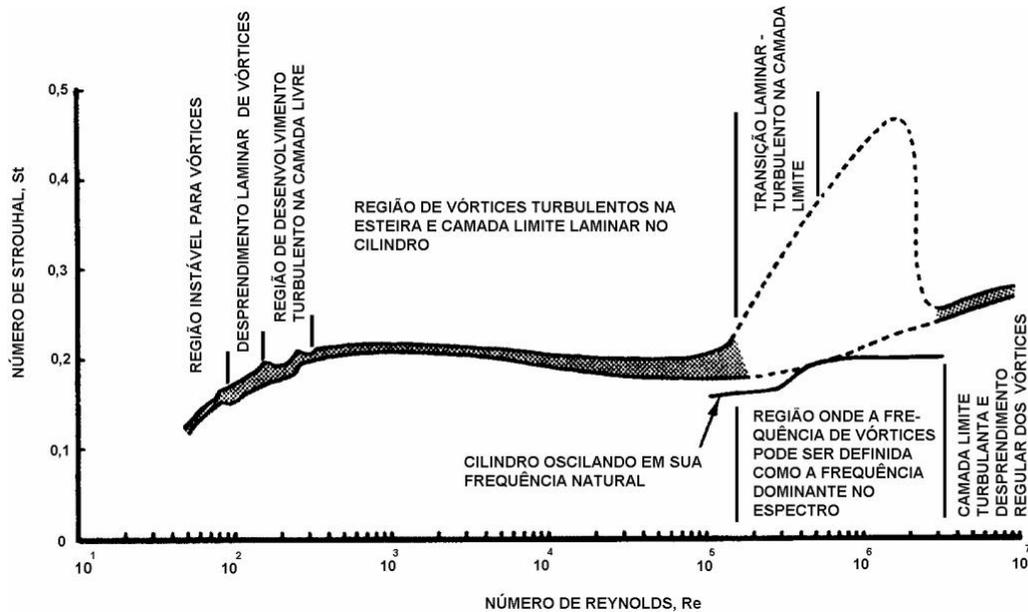


Figura 3.8 –Relação entre o número de *Reynolds* e o número de *Strouhal* [13]

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 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 é 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, frequência natural e 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 o difere de outro fenômeno que ocorre com estruturas, o *galloping* [11], onde as vibrações aumentam indefinidamente levando o conjunto ao colapso.

A Figura 3.9 apresenta uma região de *lock-in* proposta por *Blevins* [11], baseado nos resultados experimentais obtidos por *Koopman* [35]. 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 despreendimento de vórtices).

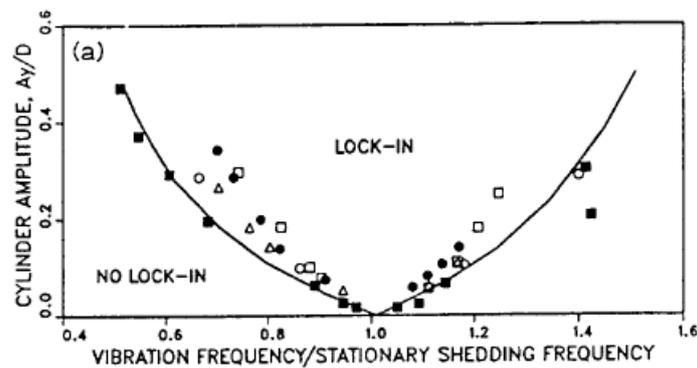


Figura 3.9 – Região de Lock-in proposta por Blevins[11]

Embora até agora tenha-se dado ênfase ao modelo de esteira proposto por *Von Karman*, esta é apenas uma das hipóteses que definem um padrão de despreendimento de vórtices em função do número de *Reynolds*. *Williamson e Roshko* [36] desenvolveram um estudo que mostra a variação no padrão de despreendimento 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* [36] citados anteriormente.

Porém, no caso de sistemas flutuantes (Monocolunas, *Spar Buoy*s, Semi-Submersíveis), isso não deve ocorrer, pois, tais estruturas trabalham como um corpo rígido, ou seja, toda ela estará oscilando na mesma frequência. No entanto, as correntezas 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 esta dissertação.

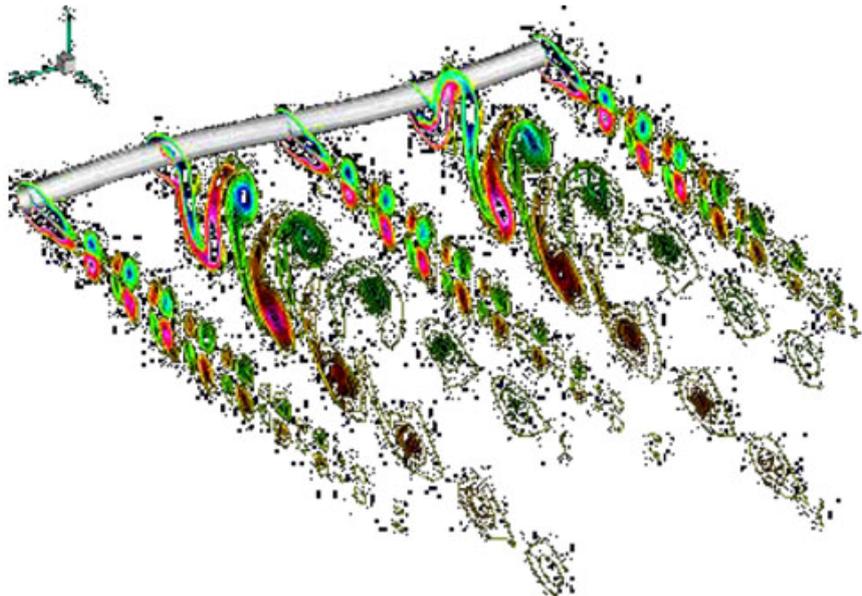


Figura 3.10- Padrões de vórtices distintos ao longo de uma estrutura esbelta [13]

3.4. Forças Envolvidas

A fim de facilitar o entendimento, as forças envolvidas nesse problema serão divididas em duas componentes: uma longitudinal (F1) e uma transversal (F2) a direção do fluxo. A Figura 3.11 mostra um esquema dessas forças.

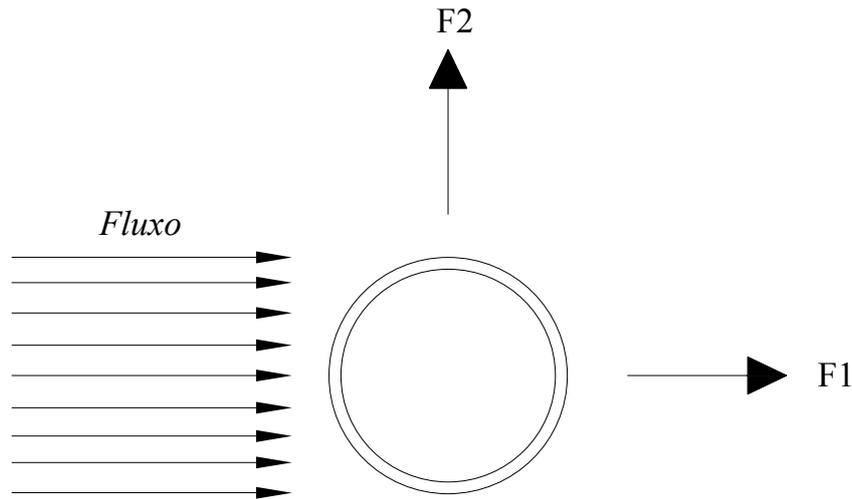


Figura 3.11 – Esquema das forças envolvidas

A força longitudinal (F1) é uma força devido 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 forma de cálculo será apresentada no item 3.6.

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 frequência 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* [11], tal força é descrita como:

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

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 frequência de vibração;

ω : No modelo adotado neste programa, seguindo a orientação proposta nas publicações [14, 15, 16, 17], ω , é a frequência de vibração transversal da estrutura quando em *lock-in* e a frequência de desprendimento de vórtices quando não está em *lock-in*, em rad/s;

ϕ : Algumas publicações sugerem o uso de um ângulo de fase aleatório quando a estrutura estiver fora da situação de *lock-in*. Porém, no modelo adotado no programa elaborado para este trabalho, seu valor será sempre nulo.

O coeficiente de sustentação é objeto de muitos estudos. Devido a grande dificuldade em sua determinação [11, 10, 37], ele será comentado em mais detalhes no item 3.6.

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 (F_2); a forma de cálculo desse amortecimento será apresentado no item 3.6. Assim, a força transversal pode ser descrita como sendo:

$$F_2 = F_{Lift} + F_{Amortecimento} \quad (3.4)$$

Os modelos que serão apresentados no item 3.6 seguirão a sugestão existente nas publicações [14, 15, 16, 17], que afirma que para problemas de VIV em estruturas esbeltas na condição de *lock-in* perfeita, a parcela de amortecimento deve ser desconsiderada ($C_D = 0$). Porém, em problemas de VIM o amortecimento na situação de *lock-in* não é nulo, assim sendo, no programa desenvolvido será possível fornecer o valor desejado para o coeficiente de arrasto na condição de *lock-in*.

A Figura 3.12 apresenta um desenho esquemático da força transversal (F_2) (transversal) e da força de arrasto (F_1) atuando conjuntamente na estrutura.

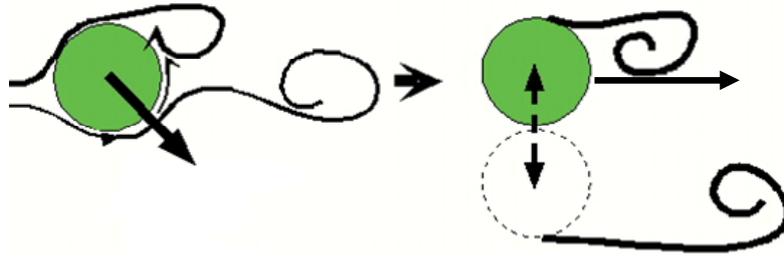


Figura 3.12 – Força de sustentação e de arrasto

Embora não tenha sido mencionado, cabe citar que o fenômeno de desprendimento de vórtices pode ocasionar o surgimento de duas forças oscilatórias, uma na direção transversal (sustentação – F_2) e uma na direção longitudinal ao fluxo do fluido.

Os dados experimentais obtidos até o momento, indicam que a amplitude de vibração transversal é significativamente maior que a longitudinal. Segundo LOPES [13], no estudo de estruturas esbeltas sujeitas ao VIV (*risers*, linhas de ancoragem e dutos), observou-se que essa vibração longitudinal apresentou uma frequência de vibração de aproximadamente o dobro da transversal, podendo gerar danos significativos no cálculo de fadiga, devido a maior curvatura do modo excitado e ao maior número de ciclos. Ainda não existem na literatura estudos ou medições conclusivos sobre o assunto no caso de estruturas maiores (plataformas) submetidas ao VIM, sendo assim, essa parcela da força oscilatória longitudinal será desprezada neste trabalho.

3.5. Ensaios e Medições Realizados de VIM

Os modelos matemáticos que são apresentados nesta dissertação são denominados numérico-empíricos, pois, utilizam-se de resultados experimentais para calibração dos coeficientes que caracterizam o fenômeno. Isso é necessário devido à grande complexidade do problema, o que dificulta sua representação. Por tratar-se de um problema intermitente, um dos objetivos dos ensaios é avaliar as condições necessárias para que o fenômeno ocorra.

Entre estas condições uma das mais importantes é a velocidade reduzida (V_R). Ela é uma grandeza adimensional obtida através da relação:

$$V_R = \frac{V_C \times T_n}{D} \quad (3.5)$$

onde:

V_C é a velocidade da corrente;

T_n é o período natural da estrutura, na direção transversal a da corrente;

D é o diâmetro hidrodinâmico.

O uso dessa relação vem da prática de VIV. No VIM, a determinação do período natural é mais complicada, pois, este é dependente do *offset* da plataforma. Neste caso, o período natural é comumente determinado para a posição média ou nominal da plataforma quando submetida à correnteza [10].

Os ensaios já realizados constataram que o VIM é função da velocidade reduzida V_R [10], ou seja, ele ocorre apenas para uma faixa de velocidades reduzidas. Normalmente os resultados concentram-se entre velocidades reduzidas de 4 a 10 [10].

Por já ter sido observado em plataformas instaladas do tipo *Spar*, grande parte dos ensaios realizados foram para estudar o comportamento de plataformas desse tipo. Porém, ensaios em plataformas do tipo TLP [7, 8, 9] e semi-submersível [10, 26], apontaram que estas unidades poderiam estar sujeitas a este tipo de fenômeno, mas devido às limitações da modelagem, esses resultados ainda precisam ser confirmados.

Nestes ensaios, pode-se observar que os movimentos transversais amplificam-se com o aumento da velocidade reduzida, mas este aumento é limitado. Conforme eleva-se a velocidade de corrente, também eleva-se o *offset* médio. Isso causa um aumento na rigidez transversal, alterando assim o período natural e, conseqüentemente, podendo retirar a estrutura da situação de *lock-in* [25].

Em [25], são comparados resultados experimentais e medições realizadas em uma plataforma do tipo *Spar* clássica (Gênesis) durante um evento de corrente no Golfo

do México. Este evento é um fenômeno natural chamado de *Loop Current* que ocorre na parte oriental do golfo, gerado por uma correnteza que passa pelo canal de Yucatan e pelo estreito da Flórida Figura 3.13 [4]. Periodicamente (de 6 a 12 meses), grandes redemoinhos (320 km de diâmetro) se desprendem desta corrente e movimentam-se para o oeste atravessando o golfo e, conseqüentemente, áreas de produção. As velocidades nesses redemoinhos são altas e podem causar o VIM nas unidades flutuantes de produção.

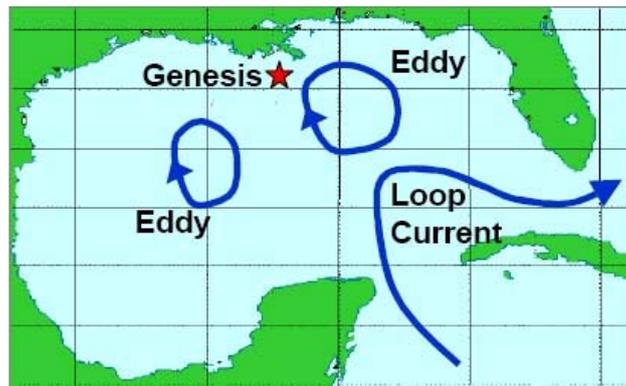


Figura 3.13 – Fenômenos de Loop e Eddy Current no Golfo do México [4]

O ensaio realizado em [25] encontrou resultados de A/D (amplitude de vibração sobre diâmetro) coerentes e próximos dos medidos em campo. Conforme mencionado anteriormente, A/D é mais uma grandeza adimensional utilizada para caracterizar o fenômeno.

O valor máximo que o A/D pode assumir para o fenômeno de VIV está no entorno de 1,4, para o fenômeno de VIM não existem estudos conclusivos, mas espera-se que esse limite seja menor. O aumento da amplitude altera a formação dos vórtices e, conseqüentemente, das forças transversais, diminuindo sua intensidade e limitando o movimento, dando a característica auto-contida do fenômeno.

Cabe aqui ressaltar, que uma dificuldade citada por todos os ensaios e pela própria API, foi que os ensaios somente são capazes de modelar alguns aspectos, negligenciando outros. Segundo a API [10], a base para modelagem hidrodinâmica é preservar a semelhança geométrica e dinâmica entre o protótipo e o modelo. Dois fatores de escala relevantes para a modelagem de estruturas *offshore* são o número de *Reynolds* (Equação 3.6) e o número de *Froude* (Equação 3.7).

$$\text{Re} = \frac{V_c \cdot D}{\nu} \quad (3.6)$$

$$\text{Fn} = \frac{V_c}{\sqrt{g \cdot D}} \quad (3.7)$$

Satisfazer estes dois fatores de escala simultaneamente para o modelo e o protótipo é praticamente impossível. Considerando-se que o diâmetro D do modelo seja substancialmente menor que o do protótipo, a gravidade precisa ser significativamente aumentada e a viscosidade diminuída. Nenhuma dessas mudanças é viável para a realização de um ensaio. Desta forma, é necessário o uso técnicas para contornar estes problemas de modelagem [10], porém, elas não são alvo desta dissertação.

Até a presente data, não se tem notícias de medições de forças nos respectivos ensaios de VIM. Estes se concentram apenas na obtenção da amplitude de resposta em função da velocidade de corrente. Alguns dos resultados encontrados estão nas Figuras 3.14 até 3.19.

Pode-se observar que nos resultados experimentais encontrados na literatura, existe uma clara tendência na resposta. Para todos eles, a amplitude adimensional aumenta inicialmente com o valor da velocidade reduzida, atinge um patamar e depois diminui seu valor. Estes resultados confirmam a tendência apresentada pela API [10] (Figura 3.14) da relação da amplitude adimensional com a velocidade reduzida. Outra característica que pode ser observada é a continuidade do fenômeno para velocidades reduzidas altas, o que vai de encontro com a teoria, pois, conforme se aumenta a velocidade reduzida, a frequência de despreendimento de vórtices afasta-se da frequência natural da estrutura o que deveria causar o fim do fenômeno. Estes resultados precisam ser verificados, eles podem ser atribuídos a imperfeições na execução dos ensaios.

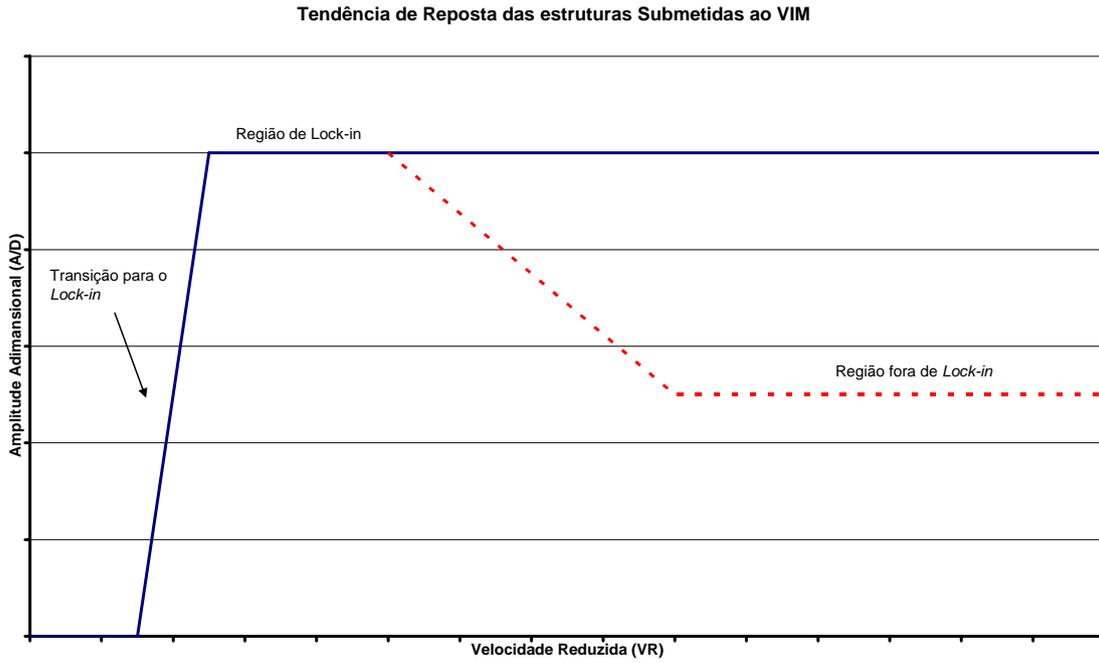


Figura 3.14 - Resposta Típica ao VIM apresentada no apêndice H da API [10]

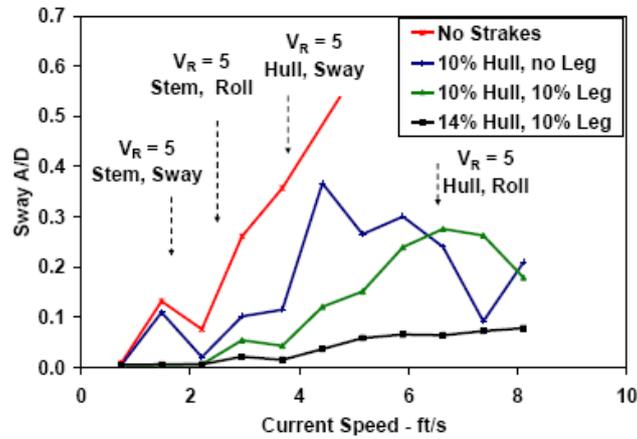


Figura 3.15 - Comparação de resultados para uma Cell Spar, utilizando diferentes quantidades de strakes. [25] – As porcentagens representam a parcela do casco e das pernas que contém Strakes.

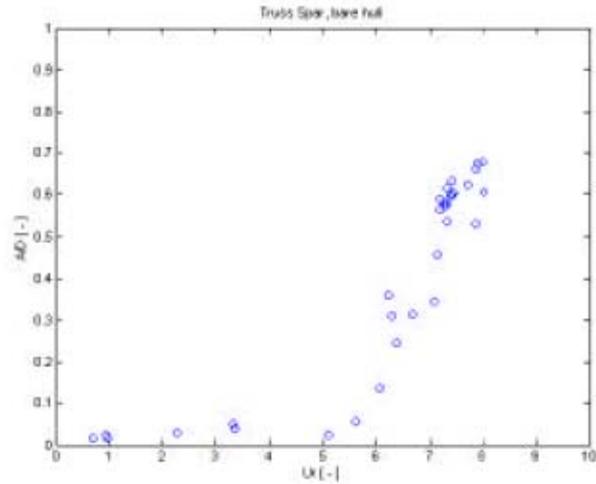


Figura 3.16 -Resposta obtida para o ensaio de uma Truss Spar – Resultados apresentados até o máximo valor de amplitude [51]*

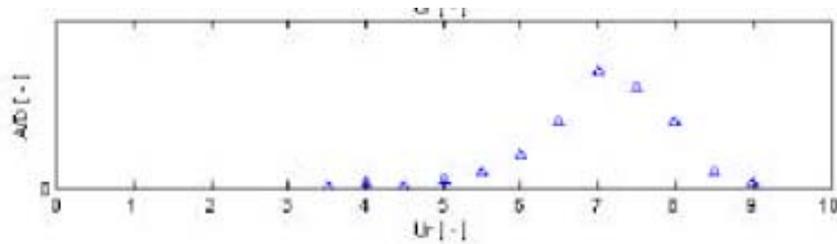


Figura 3.17 - Resposta Típica para o VIM para uma Spar[51]*

***Observação:** U_r é a velocidade reduzida.

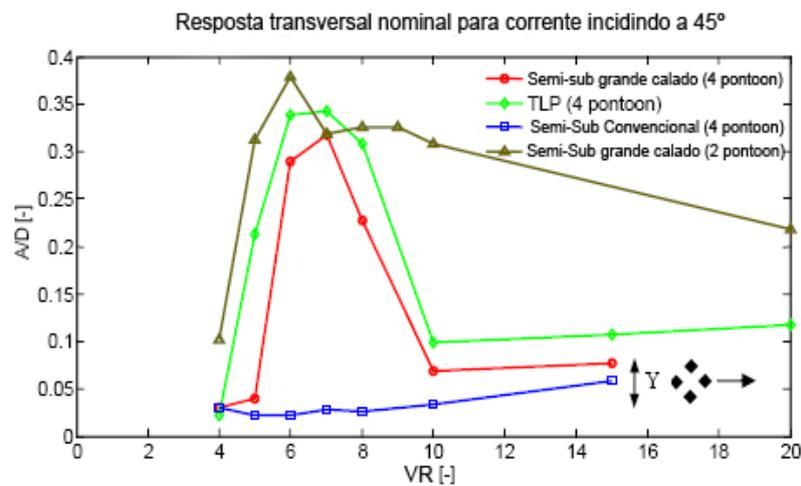


Figura 3.18 – Resultados de A/D publicados pelo Marin em seu relatório [8]

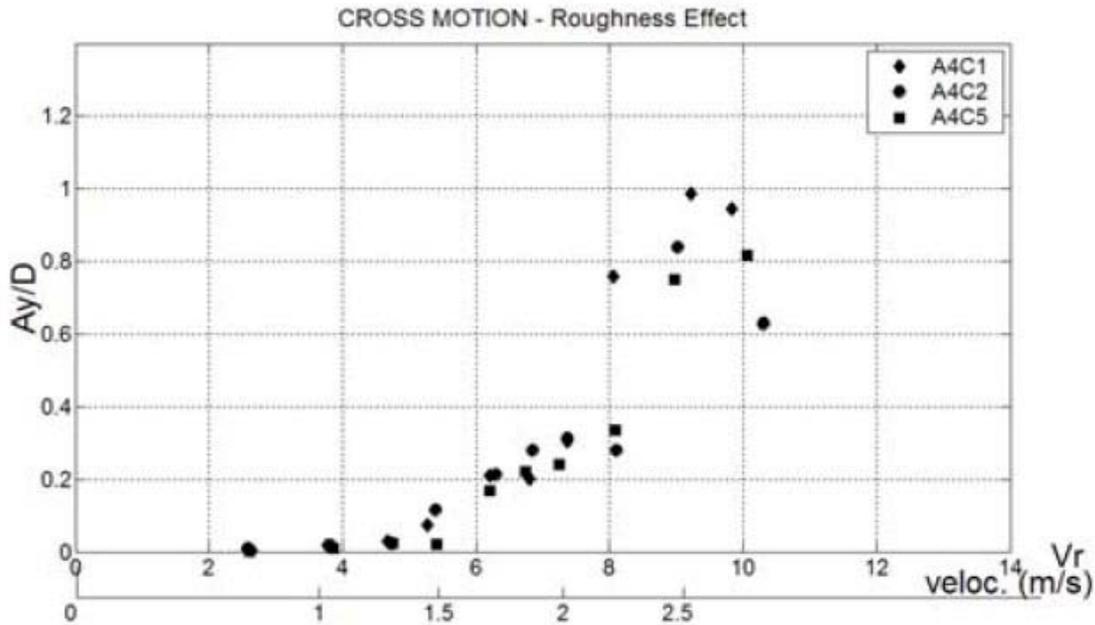


Figura 3.19 Resultados de ensaio para uma plataforma do tipo Monocolumna, utilizando diversos aprofundamentos [26].

3.6. Modelos Matemáticos Utilizados

Um dos objetivos dessa dissertação é adotar, inicialmente, as ferramentas empíricas já disponíveis para a análise de VIV no domínio do tempo, em um problema de VIM conforme mencionado anteriormente. A principal diferença entre os dois fenômenos é a escala. Essa diferença está no período natural (VIM apresenta valores que podem ser de 200 a 400 vezes maiores) e no diâmetro hidrodinâmico da estrutura. Este último eleva o número de Reynolds para o qual ocorre o desprendimento de vórtices ($Re > 10^7$). Nesta região, o número de *Strouhal* varia bastante e apresenta um grau de incerteza bem maior, devido ao regime turbulento do escoamento. Outra grande diferença está na consideração do amortecimento hidrodinâmico durante o *lock-in*. Para o VIV ele é considerado nulo, porém ensaios demonstraram que ele pode não ser nulo no VIM, ou devido ao fato de não se conseguir uma resposta transversal permanente senoidal, ou devido aos diversos apêndices fixados no corpo flutuante. Isto evidencia que uma parcela do amortecimento hidrodinâmico estará presente [10, 42].

Atualmente, existem diversos modelos de VIV desenvolvidos e ainda em estudo, os quais apresentam grandes diferenças nos resultados para os casos reais, [13].

Os modelos empíricos baseiam-se em resultados experimentais transcritos na forma de ábacos. Estes fornecem a variação do coeficiente de sustentação (*lift*) em função de parâmetros adimensionais como a razão de frequências (frequência de vibração sobre frequência de desprendimento – f_v/f_s) e a amplitude adimensional (razão da amplitude do movimento sobre o diâmetro – A/D).

A determinação destes coeficientes é uma etapa muito importante na calibração do modelo. Sendo assim, observa-se um esforço crescente das empresas e centros de pesquisa no sentido de refinar os ensaios para melhor determinar a variação do coeficiente de sustentação. Tais avanços podem ser observados através da evolução dos programas comerciais para cálculo de VIV, como o SHEAR7 [40], e o VIVANA [38] e, ainda, através das publicações em congressos e conferências [37].

Esta dissertação se concentrará no uso das técnicas em modelos no domínio do tempo, o que não significa que não possam ser utilizadas em abordagens que foquem análises no domínio da frequência, apesar do maior grau de simplificação envolvido.

É importante salientar novamente que não se tem notícias de ensaios para aferição de coeficientes de sustentação e de arrasto para estruturas de grande diâmetro sujeitas ao VIM. Conforme pôde-se observar, os resultados na literatura concentram-se basicamente na relação entre o A/D e a V_R .

Desta forma, nessa dissertação, serão usados resultados experimentais de coeficientes obtidos em ensaios de VIV em *risers*. Dada à diferença de escala entre o VIV e o VIM, estes coeficientes adotados serão, naturalmente, uma primeira aproximação do problema e precisam ser aperfeiçoados. Devido à esta diferença, pode-se tentar ajustar esses coeficientes de tal forma a reproduzir parcialmente os resultados observados nos ensaios.

Embora as análises no domínio do tempo sejam um pouco mais longas quando comparadas as no domínio da frequência, essa abordagem do problema possibilita a consideração de não-linearidades físicas e geométricas, simultaneamente com as não-linearidades decorrentes das interações hidroelásticas. No caso de estruturas sujeitas ao

VIM, este tipo de análise é mandatório pois as características de rigidez, massa e amortecimento podem variar muito em função da amplitude de vibração.

Para o cálculo dessas forças serão utilizados 3 (três) formulações distintas. A diferença entre elas está na forma de obtenção do coeficiente de sustentação e no cálculo do amortecimento transversal. As três formulações utilizam o mesmo modelo para o cálculo da força de arrasto (longitudinal – F1– item 3.4), estas formulações serão detalhadas nos itens 3.6.1, 3.6.2 e 3.6.3. As forças envolvidas são:

Modelo 1:

$$F_{Lift}(t) = 0,5 \cdot \rho_w \cdot D \cdot (Vc - V_{XC})^2 \cdot C_L \cdot \text{sen}(\omega \cdot t - \phi) \quad (3.8)$$

$$F_{amortecimento} = 0,5 \cdot C_{DT} \cdot \rho_w \cdot D \cdot V_{YC} \cdot |V_{YC}| \quad (3.9)$$

$$F_{Arrasto} = 0,5 \cdot \rho_w \cdot D \cdot C_{DL} \cdot (Vc - V_{XC}) \cdot |Vc - V_{XC}| \quad (3.10)$$

Modelos 2 e 3:

$$F_{Lift}(t) = 0,5 \cdot \rho_w \cdot D \cdot (Vc - V_{XC})^2 \cdot C_L \cdot \text{sen}(\omega \cdot t - \phi) \quad (3.11)$$

$$F_{amortecimento} = 0,5 \cdot C_{DT*} \cdot \rho_w \cdot D \cdot V_{YC} \quad (3.12)$$

$$F_{Arrasto} = 0,5 \cdot \rho_w \cdot D \cdot C_{DL} \cdot (Vc - V_{XC}) \cdot |Vc - V_{XC}| \quad (3.13)$$

onde:

C_{DT*} – Coeficiente de arrasto transversal (Obs.: Este coeficiente de arrasto é linearizado com a velocidade, assim, ele difere do utilizado no Modelo 1 que é proporcional ao quadrado da velocidade. Logo, para obtermos a mesma parcela de amortecimento nos dois modelos, é necessário utilizarmos coeficientes distintos.);

C_{DL} – Coeficiente de arrasto longitudinal;

C_L – Coeficiente de sustentação (*Lift*);

ρ_w – Massa específica da água;

V_{YC} – Velocidade do corpo flutuante na direção transversal ao fluxo de corrente;

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

V_C – Velocidade de Corrente.

Dado ao fato de que o uso destes modelos é uma aproximação do amortecimento no problema de VIM, tendo em vista a complexidade do problema, também será utilizado no programa FORTRAN [19] um amortecimento de *Rayleigh*, onde a matriz de amortecimento do corpo flutuante é proporcional às matrizes de rigidez e de massa. Este amortecimento tem por objetivo reproduzir parcialmente o amortecimento proporcionado pelo sistema de ancoragem e *risers*, representados neste programa por molas não lineares. A seguir, as metodologias são apresentadas mais detalhadamente.

3.6.1. Modelo 1

O modelo denominado neste trabalho de “Modelo 1” é baseado em um projeto que reuniu algumas empresas da indústria *offshore*, para o desenvolvimento de rotinas para o cálculo no domínio do tempo do efeito de VIV em *risers* rígidos. Este projeto denomina-se HCR (*High Compliant Rigid Riser*). Os autores, através de publicações [14, 15, 16, 17], sugerem uma série de rotinas e procedimentos para o cálculo das forças de VIV. Algumas dessas rotinas foram baseadas em MARPLE [41]. Estas foram implementadas em um programa de análise dinâmica não linear elaborado em FORTRAN [19] para esta dissertação que será apresentado no Capítulo 4.

Este conjunto de rotinas é responsável pelo cálculo de todas as forças hidrodinâmicas de excitação e de amortecimento que atuam sobre o corpo flutuante. Além do cálculo do coeficiente de sustentação ou *lift* (item 3.4), este conjunto de rotinas atualiza o valor dos coeficientes de arrasto na direção transversal e longitudinal em relação ao escoamento. Ambos os coeficientes são dependentes do valor da amplitude transversal de vibração, o que os torna variáveis no tempo. Como poderá ser observado, uma vez que resposta transversal esteja em regime permanente, o valor do coeficiente de arrasto longitudinal será constante.

Para o cálculo das forças de arrasto e de amortecimento transversal, este modelo utiliza a formulação de *Morison*. Trata-se de uma formulação empírica com o objetivo de calcular as forças exercidas por um fluido em movimento sobre um anteparo. Esta

formulação visa simplificar e facilitar o entendimento de um fenômeno muito mais complexo, a interação fluido-estrutura.

As forças aqui envolvidas surgem da variação do campo de pressões do fluido no entorno do anteparo e da passagem da massa de fluido em movimento com o obstáculo. Essas forças são calculadas utilizando-se velocidades e acelerações tomadas no eixo do anteparo e um coeficiente adimensional obtido experimentalmente. Como, somente será avaliado o efeito da corrente sobre a estrutura, a parcela referente às acelerações será desconsiderada. O coeficiente adimensional utilizado é dependente da forma e da rugosidade do anteparo além do regime do escoamento (número de Reynolds). A expressão 3.14 mostra a equação de *Morison* correspondente à parcela de arrasto.

$$F = \frac{1}{2} \rho_w D C_D |V_C - V_{XC}| (V_C - V_{XC}) \quad (3.14)$$

Nesta expressão, ρ_w é a massa específica da água; D é o diâmetro hidrodinâmico, para o caso de uma forma cilíndrica. Se o anteparo possuir outra geometria, deve-se utilizar uma dimensão transversal característica do corpo. V_C e V_{XC} são respectivamente a velocidade do fluido e a velocidade do corpo na direção do fluxo do fluido. O coeficiente adimensional citado anteriormente é o C_D , sendo este denominado coeficiente de arrasto.

Por ser uma hipótese simplificadora e por possuir um caráter empírico, o uso da equação de *Morison* em modelos complexos que envolvam correnteza, onda e estruturas livres para vibrar no fluido (situação das estruturas *offshore*) pode ser questionada. No entanto, tentativas de encontrar novas formulações para o fenômeno não foram satisfatórias [20]. Ensaios provaram que esta equação obtém resultados confiáveis e que as pequenas discrepâncias são desprezíveis na presença das incertezas inerentes ao projeto de estruturas *offshore* [20]. Como qualquer hipótese que pretende representar um fenômeno físico, ela possui limitações, principalmente por tratar-se de uma hipótese simplificadora. Preferencialmente, deve ser utilizada em modelos onde as forças de arrasto sejam mais significativas do que as forças de inércia. Para situações onde isso não é atendido, deve-se utilizar outras formulações (Froude-Krylov, Difração [20]).

As três forças que atuam sobre o sistema devido à corrente são:

Forças transversais a direção da corrente:

$$F_{Lift}(t) = 0,5 \cdot \rho_w \cdot D \cdot (V_c - V_{XC})^2 \cdot C_L \cdot \text{sen}(\omega \cdot t) \quad (3.15)$$

$$F_{amortecimento} = 0,5 \cdot C_{DT} \cdot \rho_w \cdot D \cdot V_{YC} \cdot |V_{YC}| \quad (3.16)$$

Forças na direção da corrente:

$$F_{Arrasto} = 0,5 \cdot \rho_w \cdot D \cdot C_{DL} \cdot (V_c - V_{XC}) \cdot |V_c - V_{XC}| \quad (3.17)$$

a seguir, será apresentada a forma de obtenção dos coeficientes necessários para o cálculo das forças.

a) Cálculo do coeficiente de Arrasto (C_{DT}) Transversal

O coeficiente de arrasto transversal (C_{DT}) é o coeficiente responsável pela força de amortecimento na direção transversal à corrente (equação 3.16). Neste modelo, este coeficiente é obtido multiplicando-se o valor inicial dele C_{D0} (coeficiente de arrasto inicial) por um fator de alteração. Para a obtenção deste fator é necessário verificar se o corpo encontra-se em *lock-in*. Isto é feito avaliando-se a amplitude reduzida (A/D) e a razão de frequências (f_v/f_s) e observando se esse par de valores está dentro de um região de *lock-in*; esta região pode ser melhor vista na Figura 3.20. Ela é uma aproximação da região de *lock-in* proposta por Blevins [11] (Figura 3.9) para elementos esbeltos sujeitos a VIV. Uma vez que seja verificada a condição de *lock-in*, o valor de C_{DT} torna-se nulo. Desta forma, não há amortecimento hidrodinâmico. Caso não esteja em *lock-in*, utilizam-se as equações 3.19 a 3.23 para sua atualização. Embora este cálculo seja feito para cada passo da análise, este valor não é utilizado diretamente. Para evitar mudanças bruscas, o que levaria a instabilidade numérica, essas mudanças são suavizadas e o valor do C_{DT} vai aproximando-se suavemente do próximo valor. A equação 3.18 demonstra como essa aproximação é realizada.

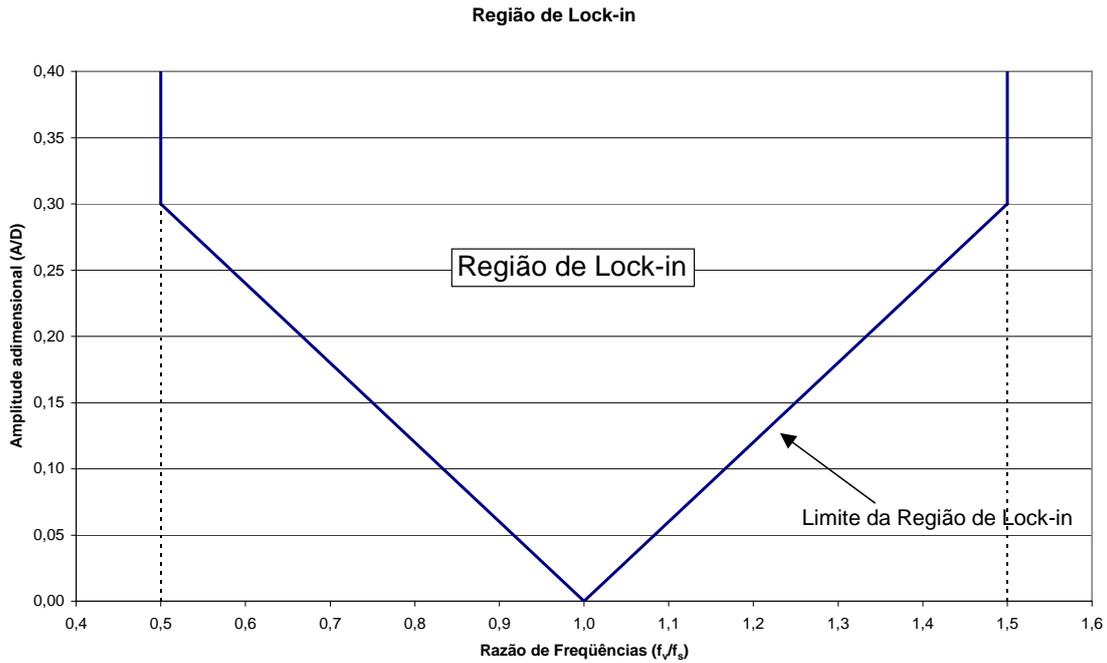


Figura 3.20 – Critério de Lock-in [14]

$$C_{DT}^{(k)} = C_{DT}^{(k-1)} + 0,2 \times [C_{DT}(A/D) - C_{DT}^{(k-1)}] \quad (3.18)$$

onde:

“k” é o passo de tempo

$C_{DT}^{(k)}$ é o coeficiente adotado para o passo de tempo “k”

$C_{DT}(A/D)$ é o coeficiente calculado no passo “k” em função do A/D (equações 3.19 a 3.23)

De acordo com [13, 14, 15, 16, 17], as equações que determinam como o C_{DT} deve ser alterado em função da amplitude adimensional, para a situação fora da ressonância (*lock-in*). A Figura 3.21 mostra graficamente como varia o fator em função da razão a amplitude de vibração e o diâmetro hidrodinâmico.

$$2\pi \times \frac{A}{D} \leq 0,75 \Rightarrow C_{DT} = C_{D0} \times \left(1 - 2\pi \times \frac{A}{D}\right) \quad (3.19)$$

$$0,75 < 2\pi \times \frac{A}{D} \leq 2,00 \Rightarrow C_{DT} = C_{D0} \times 0,25 \quad (3.20)$$

$$2,00 < 2\pi \times \frac{A}{D} \leq 12,00 \Rightarrow C_{DT} = C_{D0} \times \left(0,83 + \frac{2\pi \times \frac{A}{D}}{10} \right) \quad (3.21)$$

$$12,00 < 2\pi \times \frac{A}{D} \leq 40,00 \Rightarrow C_{DT} = C_{D0} \times \left[1,5 - \frac{0,5}{28,0} \times \left(2\pi \times \frac{A}{D} - 12,00 \right) \right] \quad (3.22)$$

$$40,00 < 2\pi \times \frac{A}{D} \Rightarrow C_{DT} = C_{D0} \quad (3.23)$$

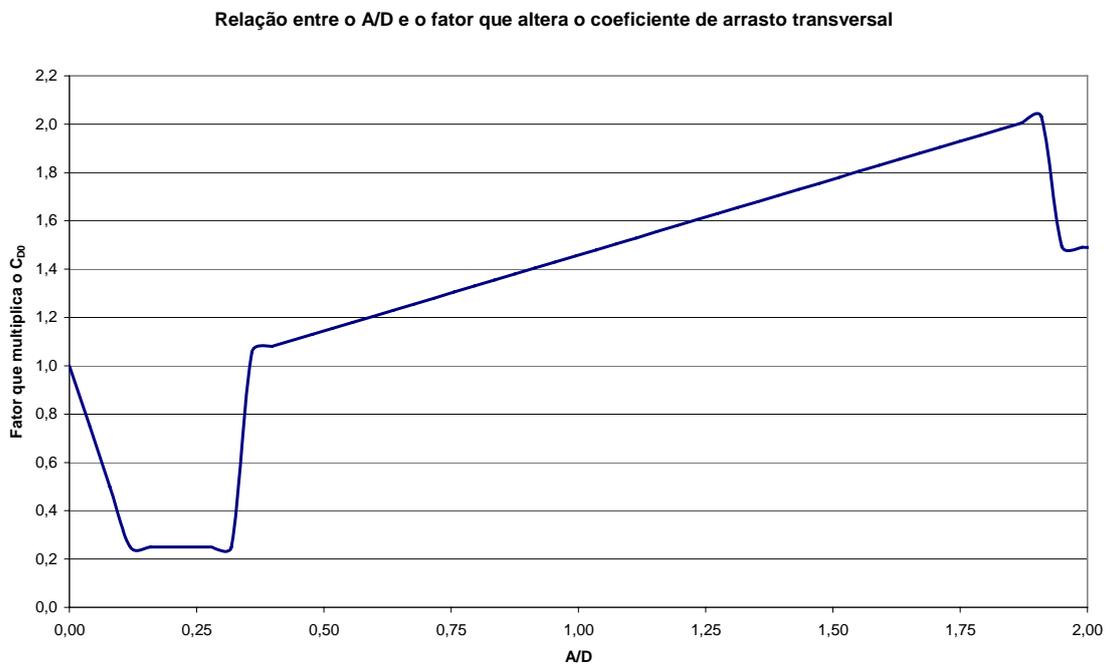


Figura 3.21 – Fator que multiplica o C_D transversal em função do A/D

b) Cálculo do coeficiente de Arrasto (C_{DL}) Longitudinal

O coeficiente de arrasto longitudinal é o responsável pela força de arrasto na direção da corrente (equação 3.17). Como mencionado no Capítulo 3, o coeficiente de arrasto longitudinal também é alterado em função da formação de vórtices. Quando o sistema entra em *lock-in*, este coeficiente aumenta segundo a Equação 3.24. A Figura 3.22 mostra como ele varia em função do A/D.

$$C_{DL} = C_{D0} \times \left[1 + 1,043 \times \left(\sqrt{2} \times \frac{A}{D} \right)^{0,65} \right] \quad (3.24)$$

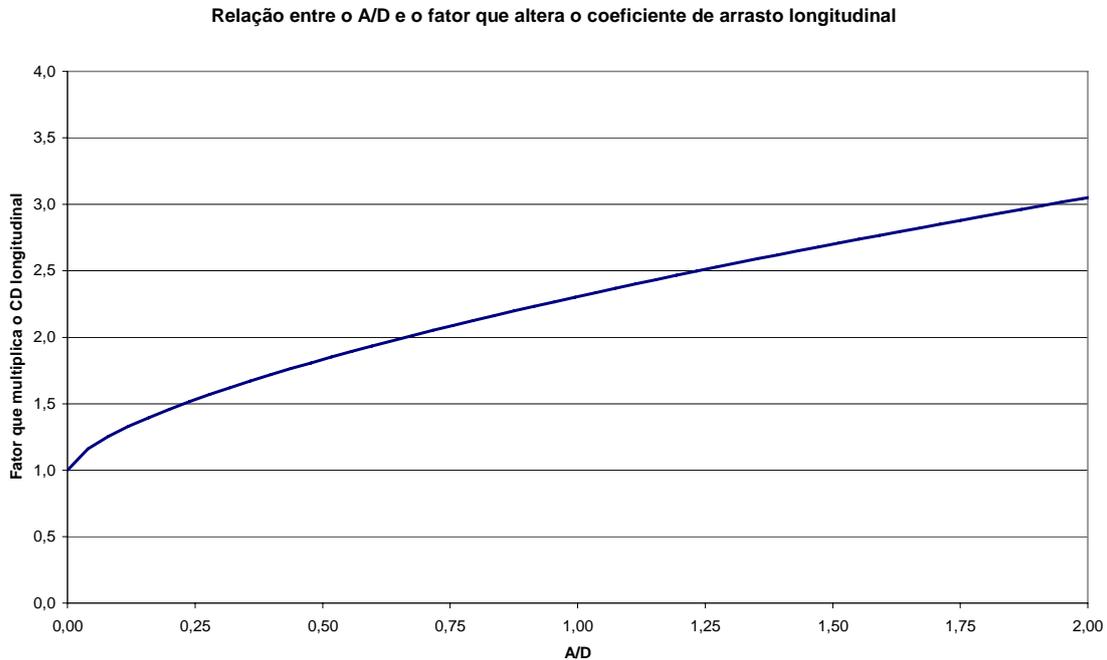


Figura 3.22 – Fator que multiplica o C_D longitudinal em função do A/D

Este acréscimo no coeficiente de arrasto foi determinado, experimentalmente, para estruturas esbeltas sujeitas ao fenômeno de VIV. A expressão 3.24 foi confirmada experimentalmente por Vandiver, com ensaios no lago Sêneca [44]. No entanto o uso da expressão 3.24 para o problema de VIM deve ser melhor estudado. Como comentado anteriormente, o VIM possui período de vibração de 200 a 400 vezes maior e regime de escoamento ($Re > 10^8$) distinto do apresentado no VIV. Esse período maior, resulta em velocidades transversais (no sentido de vibração) menores que as apresentadas pelo VIV. Sendo assim, acredita-se que a amplificação do C_D seja bem menor para o caso do VIM. Desta forma, recomenda-se que este seja um dos pontos a serem verificados futuros ensaios experimentais.

c) Coeficiente de Sustentação (lift)

Assim como os coeficientes de arrasto, o coeficiente de sustentação ou *lift* (C_L) também é atualizado a partir do valor de A/D [10, 13, 31]. Este coeficiente é o responsável pela força de excitação que provoca o VIM (Equação 3.16). O fator

sugerido em [14, 15, 16, 17] que multiplica o C_L varia com o A/D de acordo com a curva apresentada na Figura 3.23.

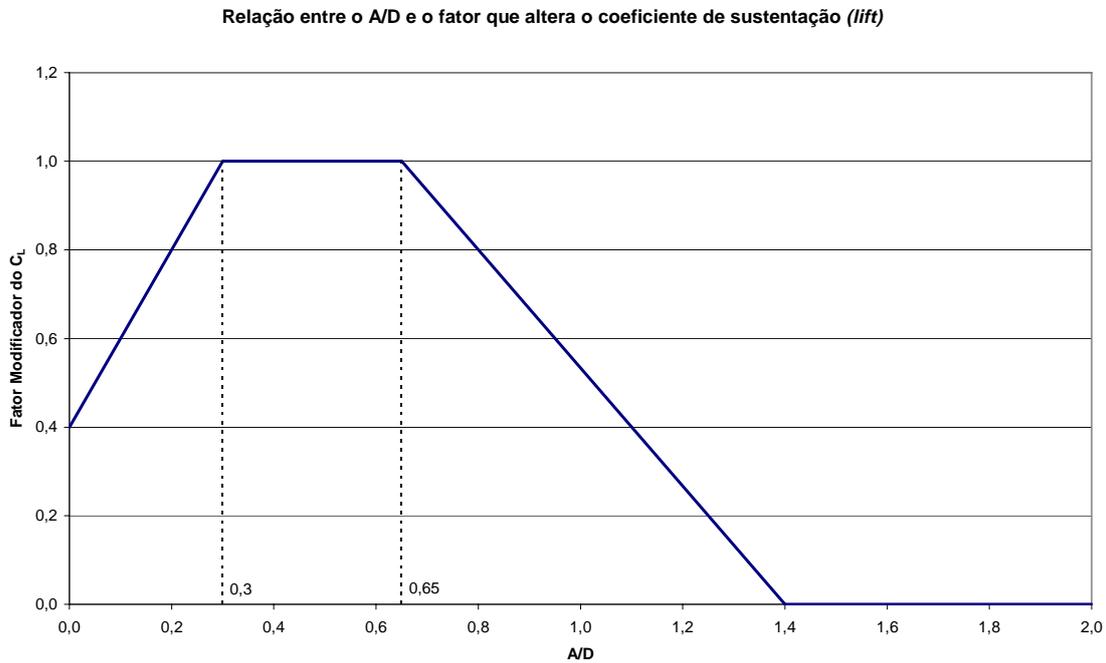


Figura 3.23 – Fator que modifica o C_L em função do A/D.

3.6.2. Modelo 2

O modelo denominado “Modelo 2” nesta dissertação é baseado no modelo conservativo do programa Shear7 [40]. O Shear7 é um programa de análise de VIV em cilindros esbeltos no domínio da frequência [13, 32, 31]. Sendo assim, trata-se de um modelo no domínio da frequência adaptado de forma aproximada ao domínio do tempo.

Com relação ao coeficiente de arrasto longitudinal, este modelo segue exatamente o que foi apresentado no item 3.6.1 para o Modelo 1. As diferenças encontram-se no cálculo do coeficiente de arrasto transversal (responsável pelo amortecimento) e no coeficiente de sustentação.

Vandiver introduziu no programa Shear7 um amortecimento linearizado desenvolvido por Venugopal [39] na sua tese de doutorado, ele é adotado neste modelo e está apresentado no sub-item “a”. Para o coeficiente de sustentação é utilizada uma metodologia denominada conservativa pelo programa Shear7, na qual o valor do C_L é

obtido apenas em função da amplitude adimensional (A/D) [40] semelhante ao Modelo 1 apresentado anteriormente.

O programa Shear7 utiliza ainda outra metodologia, que é denominada não conservativa, na qual o valor de C_L é função da amplitude adimensional (A/D) e da razão de frequências (f_n/f_s) [37, 40]. A metodologia não conservativa é utilizada no Modelo 3 desta dissertação e será comentado no item 3.6.3.

Assim como no modelo anterior, os coeficientes são calculados para cada passo de tempo, porém, seus valores são alterados segundo a Equação 3.18 a fim de evitar instabilidades numéricas nas análises.

Neste modelo as 3 (três) forças são obtidas através das seguintes equações:

Forças transversais a direção da corrente:

$$F_{Lift}(t) = 0,5 \cdot \rho_w \cdot D \cdot (Vc - V_{XC})^2 \cdot C_L \cdot sen(\omega \cdot t - \phi) \quad (3.25)$$

$$F_{amortecimento} = 0,5 \cdot C_{DT*} \cdot \rho_w \cdot D \cdot V_{YC} \quad (3.26)$$

*Coeficiente de arrasto linearizado

Forças na direção da corrente:

$$F_{Arrasto} = 0,5 \cdot \rho_w \cdot D \cdot C_{DL} \cdot (Vc - V_{XC}) \cdot |Vc - V_{XC}| \quad (3.27)$$

A seguir os coeficientes do Modelo 2 serão apresentados.

a) Cálculo do coeficiente de Arrasto (C_{DT}) Transversal

Diferentemente do modelo anterior, que utiliza a formulação de *Morison* para o cálculo do amortecimento, este aqui utiliza um amortecimento linearizado proposto por Venugopal [39]. Por tratar-se de um amortecimento linearizado, ele é diretamente proporcional à velocidade relativa entre a estrutura e o fluxo e ao coeficiente de arrasto.

O coeficiente de arrasto proposto por Venugopal [39] para corpos cilíndricos esbeltos, é dependente da amplitude adimensional (A/D), do número de Reynolds (Re) e

da velocidade reduzida (VR). As equações 3.28 até 3.31 demonstram a formulação para o cálculo da força de amortecimento idealizada por Venugopal.

$$F_{\text{amortecimento}} = 0,5 \times C_{DT} \times \rho_w \times D \times (V_{YC}) \quad (3.28)$$

$$C_{DT} = \frac{\text{Coef}_{\text{Venugopal}}}{0,5 \times D \times \rho_w} \quad (3.29)$$

$$\text{Para } V_R < \alpha \Rightarrow \text{Coef}_{\text{Venugopal}} = \omega_n \pi \rho_w D^2 \sqrt{\frac{2}{\text{Re}}} + 0,25 \times \frac{\pi \rho_w D^2}{2} \times \left(\frac{A}{D}\right)^2 + 0,18 \times \rho_w D V_C \quad (3.30)$$

$$\text{Para } V_R > \beta \Rightarrow \text{Coef}_{\text{Venugopal}} = \frac{0,20 \times \rho_w}{\omega_n} \times V_C^2 \quad (3.31)$$

Onde:

V_R é a velocidade Reduzida

D é o diâmetro hidrodinâmico

V_C é a velocidade de corrente

V_{YC} é a velocidade transversal do cilindro

ρ_w é a massa específica da água

ω_n é o período natural na direção transversal

α e β são respectivamente os valores limites inferior e superior, que definem o intervalo de Velocidade Reduzida para o qual existe somente excitação. Fora deste intervalo há apenas amortecimento.

O modelo de cálculo do coeficiente de arrasto transversal (C_{DT}) apresentado por Venugopal [39] foi idealizado para estruturas esbeltas submetidas ao VIV. Este, utiliza o valor da velocidade reduzida para definir se a estrutura está ou não em *lock-in*. Assim, os valores de α e β definem o intervalo de velocidades para o qual será considerada a condição de *lock-in* e conseqüentemente as regiões da estrutura que estarão excitadas ou amortecidas. A Figura 3.24 mostra um esquema do critério proposto por Venugopal [39].

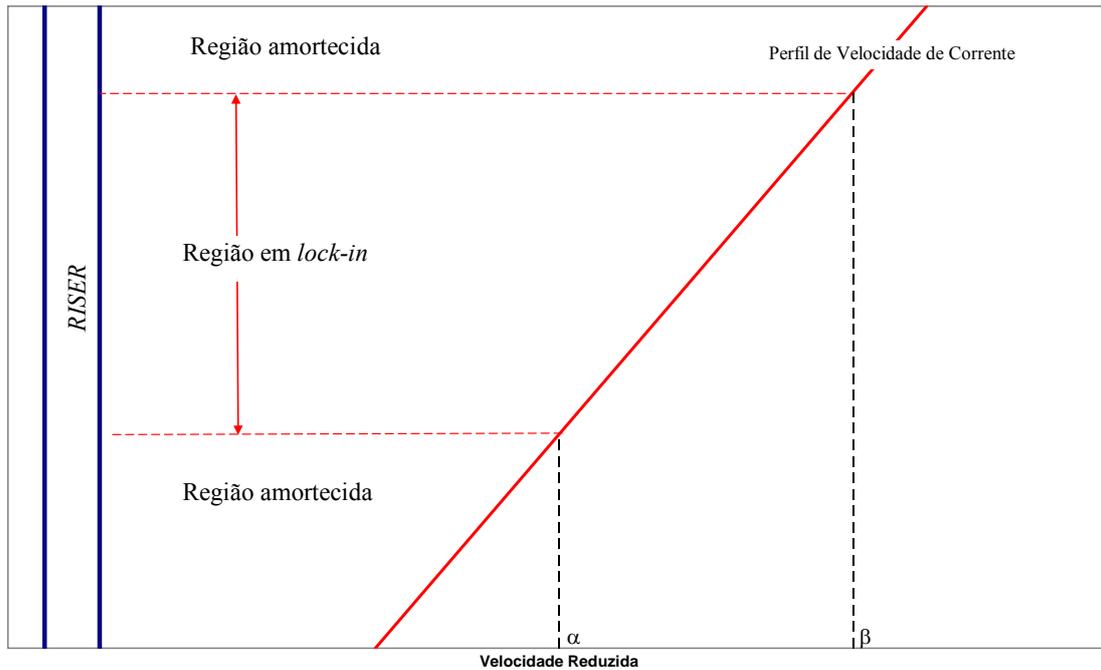


Figura 3.24 – Critério de *lock-in* proposto por Venugopal [39].

Conforme mencionado anteriormente, no programa desenvolvido para esta dissertação, será utilizado o critério de *lock-in* apresentado no item 3.6.1 (Figura 3.20). Sendo assim, o coeficiente de Venugopal somente será calculado caso a estrutura não atenda o critério de *lock-in* (item 3.6.1). Uma vez definido que existem forças de amortecimento, o coeficiente será calculado utilizando as equações 3.28 à 3.31.

b) Cálculo do Coeficiente de Sustentação (lift)

No Modelo 2, o coeficiente de sustentação é obtido em função do A/D , diretamente do gráfico apresentado na Figura 3.25. Pode-se observar que ele possui um trecho com valores negativos; este trecho tem por objetivo limitar a amplitude de vibração inserindo forças contrárias ao movimento. Essa parte negativa do gráfico diminui até um valor mínimo pré-definido. Devido à falta de ensaios para a determinação desse valor, será utilizado o valor sugerido pelo Shear7, para o caso de estruturas esbeltas sujeitas ao VIV, esse valor é: $C_L = -1,0$. Como mencionado anteriormente, a curva apresentada na Figura 3.25 foi retirada do programa Shear7 [40].

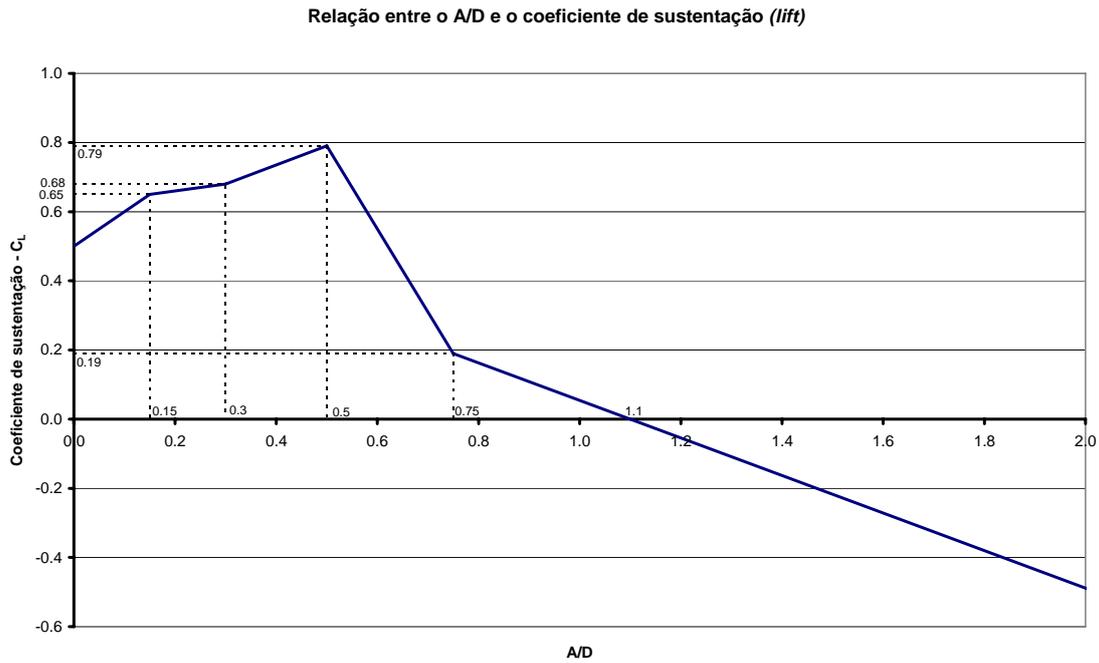


Figura 3.25 – Coeficiente de sustentação em função do A/D.

Observando a Figura 3.25 conclui-se que a medida que o A/D aproxima-se de seu valor limite (1,1 para esta curva), a parcela de excitação (F_{Lift}) tende a diminuir, visto que, o C_L tende a zero. Uma vez ultrapassado o valor limite, o C_L torna-se negativo, inserindo uma força que se opõe ao movimento, limitando-o. Esse procedimento é uma forma de inserir um amortecimento extra e limitar as vibrações.

3.6.3. Modelo 3

O Modelo 3 é baseado na metodologia utilizada nos programas Shear7 [40] e VIVANA [38]. A diferença deste para o Modelo 2, conforme foi mencionado anteriormente, está no fato dele utilizar não apenas uma curva de C_L em função de A/D, mas sim uma família de curvas; essas curvas levam à amplitudes de vibração menores, ou seja, a resultados menos conservativos. O critério para escolha da curva a ser utilizada é a razão de frequências (f_n/f_s). Para evitar instabilidade numérica na análise, a alteração do valor do coeficiente de sustentação seguirá a Equação 3.18. As forças consideradas neste modelo encontram-se nas Equações 3.32 à 3.34.

Forças transversais a direção da corrente:

$$F_{Lift}(t) = 0,5 \cdot \rho_w \cdot D \cdot (Vc - V_{XC})^2 \cdot C_L \cdot \text{sen}(\omega \cdot t - \phi) \quad (3.32)$$

$$F_{amortecimento} = 0,5 \cdot C_{DT} \cdot \rho_w \cdot D \cdot V_{YC} \quad (3.33)$$

Forças na direção da corrente:

$$F_{Arrasto} = 0,5 \cdot \rho_w \cdot D \cdot C_{DL} \cdot (Vc - V_{XC}) \cdot |Vc - V_{XC}| \quad (3.34)$$

a) *Coefficiente de sustentação (lift)*

Serão utilizadas 26 curvas para a determinação do C_L , cada uma delas associada a uma razão de freqüências (f_n/f_s). Essas curvas estão disponíveis no manual do Shear7 [40], do VIVANA [38]. Foram obtidas experimentalmente, através de ensaios de vibração forçada que estão descritos na publicação [37]. Os ensaios consistem em impor uma vibração a uma dada freqüência com uma dada amplitude em um tanque com uma correnteza pré-determinada. Na Figura 3.26 pode-se observar algumas das curvas utilizadas.

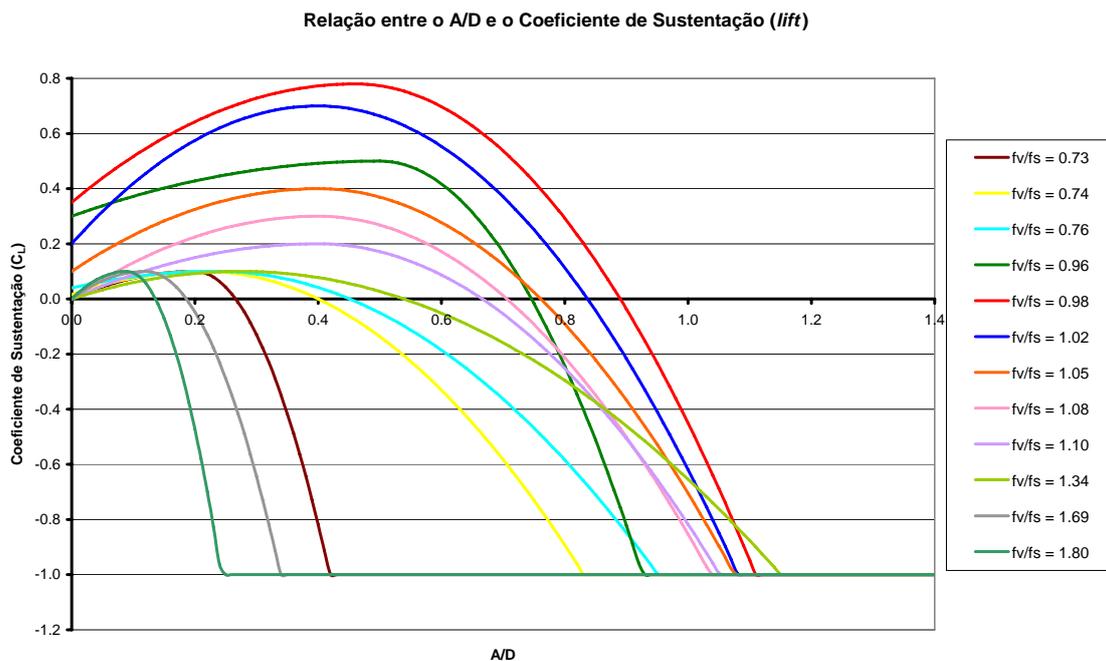


Figura 3.26 – Algumas curvas que compõem a família de curvas adotada para o Modelo 3.

Para facilitar a visualização das curvas, a Figura 3.27 apresenta a região de possíveis valores que C_L pode assumir, esta região está limitada pela envoltória de valores máximos e de valores mínimos. Assim como, no Modelo 2, o valor mínimo que C_L pode assumir é -1,0. No Anexo 2 está transcrita a metodologia e os valores utilizados para geração dessas curvas; esses dados foram retirados da publicação [37].

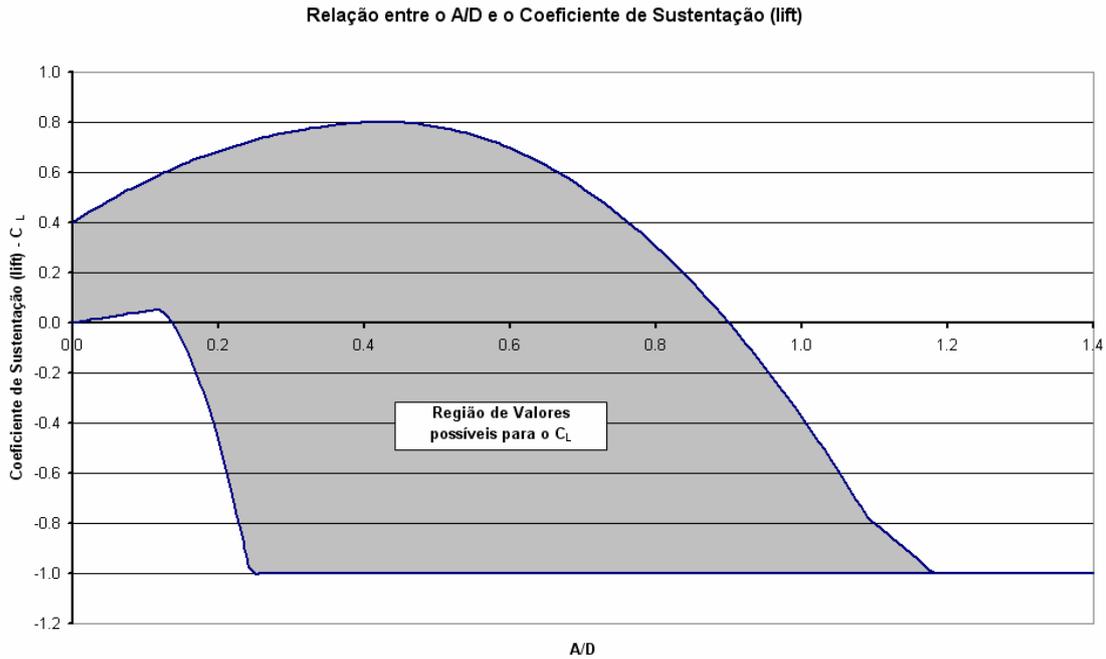


Figura 3.27 – Região de possíveis valores de C_L em função do A/D.

No programa desenvolvido para esta dissertação a escolha da curva a ser utilizada será realizada segundo o esquema de cálculo abaixo:

Primeiramente será calculada a frequência de desprendimento de vórtices (f_s);

$$f_s = \frac{St \cdot V_c}{D} \quad (3.35)$$

após isso, o programa calculará o período natural na direção transversal a da corrente. De posse desses dois valores, é calculada a razão de frequências (f_n/f_s) a ser adotada na escolha da curva de sustentação. É escolhida a curva que possua a razão que mais se aproxime da razão calculada.

4. Programa Desenvolvido em FORTRAN

Neste capítulo, será apresentado o programa FORTRAN desenvolvido para este trabalho. O programa consiste em um programa de análise dinâmica não linear para um corpo rígido com 6 (seis) graus de liberdade. É utilizado o algoritmo de *Newmark* [30] para a análise dinâmica. As forças hidrodinâmicas, que serão aqui representadas por $\mathbf{F}(t)$, seguem a equação de *Morison* conforme foi apresentado no item 3.4. O programa analisa o corpo flutuante de 6 (seis) graus de liberdade onde os apoios são molas não lineares representadas por barras de treliça que representam simplificada o comportamento do sistema de ancoragem.

Neste programa, foram implementados os modelos de cálculo das forças de VIM apresentados no Capítulo 3. Como estes modelos necessitam do valor instantâneo da amplitude adimensional (A/D) e da razão de frequências (f_n/f_s), faz-se necessária a utilização de técnicas de processamento de sinais para a obtenção desses valores. A técnica utilizada foi o método de *Prony* [13, 41, 43]; o Anexo 1 detalha o método. A rotina utilizada para o método de *Prony* se baseia em MARPLE [41] e segue a sugestão das publicações [14, 15, 16, 17]. Este método trabalha utilizando o passado recente do sinal, ou seja, ele utiliza o passo atual e um número determinado de passos anteriores. Baseado nessas informações, obtém-se a amplitude e a frequência do sinal. Nos itens a seguir serão apresentadas as matrizes de rigidez, massa e amortecimento, além dos algoritmos de cálculo.

No programa, os eixos X, Y e Z formam um sistema de eixos ortogonal, onde Z representa a direção vertical e o seu sentido positivo é para cima.

4.1. Cálculo da Rigidez (Modelo com Barras de Treliça)

As equações 4.1, 4.2, 4.3 apresentam o cálculo utilizado para obtenção da matriz de rigidez do corpo flutuante. Trata-se de um modelo de treliça considerando o acréscimo de rigidez causado por uma pré-tração na barra.

$$\mathbf{K}_T = \mathbf{R}^T \times \mathbf{k}_T \times \mathbf{R} \quad (4.1)$$

$$\mathbf{K}_{TCM} = \mathbf{T}^T \times \mathbf{K}_T \times \mathbf{T} \quad (4.2)$$

$$\mathbf{K} = \sum_l \mathbf{K}_{TCM}^l + \mathbf{K}_H \quad (4.3)$$

Onde:

\mathbf{k}_T é a matriz local do elemento de treliça, considerando o efeito da pré-tração (4.4);

\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;

\mathbf{K}_H é a matriz de rigidez hidrostática;

\mathbf{R} é a matriz de rotação (4.6);

\mathbf{T} é a matriz de transferência (4.7).

$$\mathbf{k}_T = \begin{bmatrix} \frac{EA}{L} & 0 & 0 & -\frac{EA}{L} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{P}{L} & 0 & 0 & -\frac{P}{L} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{P}{L} & 0 & 0 & -\frac{P}{L} \\ -\frac{EA}{L} & 0 & 0 & \frac{EA}{L} & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{P}{L} & 0 & 0 & -\frac{P}{L} & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{P}{L} & 0 & 0 & -\frac{P}{L} \end{bmatrix} \quad (4.4)$$

$$P = FPT + \frac{EA \times \Delta L}{L} \quad (4.5)$$

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 força de pré-tração existente na barra.

$$\mathbf{R} = \begin{bmatrix} \cos(\beta) \times \cos(\alpha) & \sin(\beta) & \cos(\beta) \times \sin(\alpha) & 0 & 0 & 0 \\ -\cos(\alpha) \times \sin(\beta) & \cos(\beta) & -\sin(\alpha) \times \sin(\beta) & 0 & 0 & 0 \\ -\sin(\alpha) & 0 & \cos(\alpha) & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \cos(\beta) \times \cos(\alpha) & \sin(\beta) & \cos(\beta) \times \sin(\alpha) \\ 0 & 0 & 0 & -\cos(\alpha) \times \sin(\beta) & \cos(\beta) & -\sin(\alpha) \times \sin(\beta) \\ 0 & 0 & 0 & -\sin(\alpha) & 0 & \cos(\alpha) \end{bmatrix} \quad (4.6)$$

onde:

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

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

$$\mathbf{T} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & (Z_T - Z_{CM}) & -(Y_T - Y_{CM}) \\ 0 & 1 & 0 & -(Z_T - Z_{CM}) & 0 & (X_T - X_{CM}) \\ 0 & 0 & 1 & (Y_T - Y_{CM}) & -(X_T - X_{CM}) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.7)$$

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).

$$\mathbf{K}_H = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \rho_w \cdot g \cdot \frac{\pi D^2}{4} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \rho_w \cdot g \cdot \frac{\pi D^4}{64} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \rho_w \cdot g \cdot \frac{\pi D^4}{64} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (4.8)$$

*fonte [18]

onde:

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

g é a aceleração da gravidade;

D é o diâmetro hidrodinâmico.

4.2. Cálculo da Matriz de Massa

A matriz de massa será considerada como sendo a soma da matriz de massa estrutural com a matriz de massa adicionada (equação 4.9). 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 4.10 á 4.15.

$$\mathbf{M} = \mathbf{M}_e + \mathbf{M}_a \quad (4.9)$$

onde:

\mathbf{M} é a matriz de massa;

\mathbf{M}_e é a matriz de massa estrutural;

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

$$M_{e_{11}} = M_{e_{22}} = M_{e_{33}} = \frac{\pi [D^2 - (D - 2 \cdot esp)^2]}{4} \times \frac{\gamma}{g} \times H \quad (4.10)$$

$$M_{e_{44}} = M_{e_{55}} = \frac{(D - esp)}{2} \times \frac{esp \cdot \gamma}{g} \times \left(\left[\frac{(D - esp)^2}{2} \right] \times \pi \times H + \frac{H^3 \cdot \pi}{6} \right) \quad (4.11)$$

$$M_{e_{66}} = 2\pi \left(\frac{D - esp}{2} \right)^3 \times esp \times \frac{\gamma}{g} \times H \quad (4.12)$$

onde:

D é o diâmetro hidrodinâmico;
 esp é a espessura do cilindro;
 g é o peso específico do cilindro;
 H é a altura do cilindro;
 g é a aceleração da gravidade.

$$\mathbf{Me} = \begin{bmatrix} Me_{11} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & Me_{22} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & Me_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & Me_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & Me_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & Me_{66} \end{bmatrix} \quad (4.13)$$

$$Ma_{11} = Ma_{22} = Ma_{33} = \frac{\pi D^2}{4} \times H \times \rho_w \quad (4.14)$$

$$\mathbf{Ma} = \begin{bmatrix} Ma_{11} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & Ma_{22} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & Ma_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (4.15)$$

4.3. Cálculo da Matriz de Amortecimento

A fim de representar o amortecimento causado pelo sistema de ancoragem sobre a plataforma, foi adotada uma matriz de amortecimento proporcional às matrizes de massa e de rigidez [30] (amortecimento de *Rayleigh*).

$$\mathbf{C} = \alpha \mathbf{M} + \beta \mathbf{K} \quad (4.16)$$

onde:

α é o coeficiente que multiplica a matriz de massa;
 β é o coeficiente que multiplica a matriz de amortecimento.

Os coeficientes utilizados na equação 4.16 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 4.17 obtém-se os coeficientes α e β .

$$\alpha + \beta\omega^2 = 2\omega\xi \quad (4.17)$$

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 4.18) a solução desse sistema nos fornece o valor dos coeficientes.

$$\begin{cases} \alpha + \beta\omega_1^2 = 2\omega_1\xi_1 \\ \alpha + \beta\omega_2^2 = 2\omega_2\xi_2 \end{cases} \quad (4.18)$$

4.4. Análise Não Linear

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

Assim, no programa em FORTRAN [19] desenvolvido nesta dissertação, foi adotada uma estratégia iterativa. Utilizou-se a método de Newton-Raphson modificado [30], o qual será apresentado no item 4.4.2. Para facilitar o entendimento, primeiro será apresentado a metodologia para uma análise estática não linear.

4.4.1. Análise Estática

A análise estática linear é realizada resolvendo-se o sistema de equações 4.19

$$\mathbf{KU} = \mathbf{F} \quad (4.19)$$

onde:

\mathbf{K} representa a matriz de rigidez

\mathbf{U} é o vetor com os deslocamentos em cada um dos graus de liberdade

\mathbf{F} é o vetor de forças externas aplicadas em cada grau de liberdade

Em uma análise não linear, é necessário resolver o sistema de equações 4.19 de forma iterativa. Dependendo das características do modelo, pode não ser possível aplicar o carregamento completo de uma única vez. Em sistemas onde a rigidez inicial é baixa, o carregamento deve ser aplicado em passos de carga, ou seja, aplica-se uma parcela das forças e encontra-se a solução para ela; depois se aumenta o carregamento, encontrando uma nova solução. Esse procedimento é repetido até que o carregamento seja aplicado em sua totalidade.

a) Algoritmo

Para solucionar-se um problema que envolva condições de não-linearidade geométrica e/ou física, utiliza-se uma estratégia iterativa incremental. O procedimento consiste em aplicar o carregamento em passos de carga e para cada passo encontrar a solução do sistema. A metodologia adotada nessa dissertação foi a de Newton-Raphson modificada [30]. Basicamente resume-se a resolver o sistema abaixo:

$$\mathbf{K}(\mathbf{U}_{i-1}^{(k)})\Delta\mathbf{U}_i^{(k)} = \Delta\mathbf{F}_i^{(k)} \quad (4.20)$$

$$\mathbf{U}_i^{(k)} = \mathbf{U}_{i-1}^{(k)} + \Delta\mathbf{U}_i^{(k)} \quad (4.21)$$

$$\Delta\mathbf{F}_i^{(k)} = \mathbf{F}_{int_i}^{(k)} - \mathbf{F}_{ext_i}^{(k)} \quad (4.22)$$

Onde:

k é o passo de carga

i é a iteração referente ao passo de carga “ k ”

\mathbf{K} é a matriz de rigidez

\mathbf{U} é o vetor de deslocamentos

\mathbf{F} é o vetor de forças

$\Delta\mathbf{U}_i^{(k)}$ é o vetor que guarda o incremento de deslocamento para a solução do passo de carga “ k ” na iteração “ i ”

$\Delta\mathbf{F}_i^{(k)}$ é o vetor de incremento de forças para o passo de carga “ k ” na iteração “ i ”, seu valor é obtido a partir do desequilíbrio entre as forças externas (Ações) e internas (reações) para um dado passo de carga “ k ”.

4.4.2. Análise Dinâmica

A análise dinâmica consiste da solução de um sistema de equações diferenciais parciais similar ao da análise estática, apenas acrescido dos efeitos inerciais e de amortecimento. O sistema a ser resolvido é o da equação 4.23.

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{U}}(t) + \mathbf{C}\dot{\mathbf{U}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{U}(t) = \mathbf{F}(t) \quad (4.23)$$

$\mathbf{F}(t)$ é o vetor de forças. Sendo constituído pelas forças de arrasto, amortecimento e sustentação. Para resolver a equação 4.23 foi utilizado o algoritmo de Newmark como descrito a seguir.

a) 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 4.24 e 4.25 representam as premissas adotadas no método [30].

Operadores para definir a variação dos deslocamentos e velocidades:

$$\mathbf{U}^{t+\Delta t} = \mathbf{U}^t + \Delta t \dot{\mathbf{U}}^t + \frac{\Delta t^2}{2} [(1-2\beta)\ddot{\mathbf{U}}^t + 2\beta\ddot{\mathbf{U}}^{t+\Delta t}] \quad (4.24)$$

$$\dot{\mathbf{U}}^{t+\Delta t} = \dot{\mathbf{U}}^t + \Delta t [(1-\gamma)\ddot{\mathbf{U}}^t + \gamma\ddot{\mathbf{U}}^{t+\Delta t}] \quad (4.25)$$

Os parâmetros γ e β são determinados para definir a precisão e a estabilidade da integração numérica. Newmark propôs como um esquema incondicionalmente que fosse utilizado: $\gamma = 1/2$ e $\beta = 1/4$. Este esquema é conhecido como regra trapezoidal [30].

Isolando-se na equação 4.24 o termo $\ddot{\mathbf{U}}^{t+\Delta t}$, referente ao vetor de acelerações no tempo “ $t+\Delta t$ ” tem-se;

$$\ddot{\mathbf{U}}^{t+\Delta t} = \frac{[\mathbf{U}^{t+\Delta t} - \mathbf{U}^t]}{\beta\Delta t^2} - \frac{\dot{\mathbf{U}}^t}{\beta\Delta t} - \ddot{\mathbf{U}}^t \left(\frac{1}{2\beta} - 1 \right) \quad (4.26)$$

substituindo-se a equação 4.26 na equação 4.25 tem-se;

$$\dot{\mathbf{U}}^{t+\Delta t} = \frac{\gamma[\mathbf{U}^{t+\Delta t} - \mathbf{U}^t]}{\beta\Delta t} + \dot{\mathbf{U}}^t \frac{(1-\gamma)}{\beta} - \ddot{\mathbf{U}}^t \left(1 - \frac{\gamma}{2\beta} \right) \Delta t \quad (4.27)$$

assim, obtem-se os operadores de Newmark em termos de acelerações e velocidades (eq. 4.26 e 4.27), onde os deslocamentos são as incógnitas primárias. Considerando agora a equação 4.23 para o instante de tempo “ $t+\Delta t$ ” e substituindo-se $\ddot{\mathbf{U}}^{t+\Delta t}$ e $\dot{\mathbf{U}}^{t+\Delta t}$ pelas equações 4.27 e 4.26 respectivamente tem-se;

$$\begin{aligned} & \mathbf{M} \left[\frac{[\mathbf{U}^{t+\Delta t} - \mathbf{U}^t]}{\beta\Delta t^2} - \frac{\dot{\mathbf{U}}^t}{\beta\Delta t} - \ddot{\mathbf{U}}^t \left(\frac{1}{2\beta} - 1 \right) \right] + \\ & + \mathbf{C} \left[\frac{\gamma[\mathbf{U}^{t+\Delta t} - \mathbf{U}^t]}{\beta\Delta t} + \dot{\mathbf{U}}^t \frac{(1-\gamma)}{\beta} - \ddot{\mathbf{U}}^t \left(1 - \frac{\gamma}{2\beta} \right) \Delta t \right] + \mathbf{K}\mathbf{U}^t = \mathbf{F}^t \end{aligned} \quad (4.28)$$

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:

$$\left[\mathbf{M} \frac{1}{\beta \Delta t^2} + \mathbf{C} \frac{\gamma}{\beta \Delta t} + \mathbf{K} \right] \mathbf{U}^{t+\Delta t} = \mathbf{F}^{t+\Delta t} + \mathbf{M} \left[\frac{\mathbf{U}^t}{\beta \Delta t^2} + \frac{\dot{\mathbf{U}}^t}{\beta \Delta t} + \ddot{\mathbf{U}}^t \left(\frac{1}{2\beta} - 1 \right) \right] + \mathbf{C} \left[\frac{\gamma \mathbf{U}^t}{\beta \Delta t} - \dot{\mathbf{U}}^t \frac{(1-\gamma)}{\beta} + \ddot{\mathbf{U}}^t \left(1 - \frac{\gamma}{2\beta} \right) \Delta t \right] \quad (4.29)$$

Logo, tem-se um sistema de equações onde o único termo dependente do instante “ $t + \Delta t$ ” são os deslocamentos.

Para facilitar o entendimento, a equação 4.29 pode ser escrita em uma forma similar a da equação da análise estática, explicitando o sistema que precisa-se resolver.

$$\hat{\mathbf{A}} \times \mathbf{U}^{t+\Delta t} = \hat{\mathbf{b}} \quad (4.30)$$

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 para a análise estática. O sistema a ser resolvido é o representado pela equação 4.31. 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.

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{U}}_i^{t+\Delta t} + \mathbf{C} \dot{\mathbf{U}}_i^{t+\Delta t} + \mathbf{K}(\mathbf{U}_{i-1}^{t+\Delta t}) \Delta \mathbf{U}_i^{t+\Delta t} = \Delta \mathbf{F}_i^{t+\Delta t} \quad (4.31)$$

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 4.32) que será anulado com o acréscimo incremental do deslocamento ($\Delta \mathbf{U}_i^{t+\Delta t}$).

$$\Delta \mathbf{F}_i^{t+\Delta t} = \mathbf{F}_{int_i}^{t+\Delta t} - \mathbf{F}_{ext_i}^{t+\Delta t} \quad (4.32)$$

Repetindo-se o procedimento realizado anteriormente, substitui-se as equações 4.27 e 4.26 na equação do movimento 4.34 e a incógnita $\mathbf{U}_i^{t+\Delta t}$ pela relação representada na equação 4.33, obtendo assim um sistema de equações dependente apenas de $\Delta \mathbf{U}_i^{t+\Delta t}$ (equação 4.34).

$$\mathbf{U}_i^{t+\Delta t} = \mathbf{U}_{i-1}^{t+\Delta t} + \Delta \mathbf{U}_i^{t+\Delta t} \quad (4.33)$$

$$\begin{aligned} & \left[\mathbf{M} \frac{1}{\beta \Delta t^2} + \mathbf{C} \frac{\gamma}{\beta \Delta t} + \mathbf{K}(\mathbf{U}_{i-1}^{t+\Delta t}) \right] \Delta \mathbf{U}_i^{t+\Delta t} = \Delta \mathbf{F}_i^{t+\Delta t} + \\ & + \mathbf{M} \left[\frac{-(\mathbf{U}_{i-1}^{t+\Delta t} - \mathbf{U}^t)}{\beta \Delta t^2} + \frac{\dot{\mathbf{U}}^t}{\beta \Delta t} + \ddot{\mathbf{U}}^t \left(\frac{1}{2\beta} - 1 \right) \right] + \\ & + \mathbf{C} \left[\frac{-\gamma(\mathbf{U}_{i-1}^{t+\Delta t} - \mathbf{U}^t)}{\beta \Delta t} - \dot{\mathbf{U}}^t \frac{(1-\gamma)}{\beta} + \ddot{\mathbf{U}}^t \left(1 - \frac{\gamma}{2\beta} \right) \Delta t \right] \end{aligned} \quad (4.34)$$

Assim, o sistema de equações efetivo será:

$$\hat{\mathbf{A}} \Delta \mathbf{U}_i^{t+\Delta t} = \hat{\mathbf{b}} \quad (4.35)$$

5. Casos Analisados

Neste capítulo, serão analisados alguns exemplos com o objetivo de avaliar a possibilidade de estender a metodologia proposta em [14, 15, 16, 17] na análise de VIV em *risers*, para unidades flutuantes potencialmente sujeitas ao fenômeno de VIM. Todos eles serão submetidos aos 3 (três) modelos propostos no Capítulo 3. O objetivo primeiro dessas análises foi verificar se conceitualmente os resultados experimentais poderiam ser parcialmente reproduzidos com a metodologia proposta e qual dos modelos apresentados seria o mais adequado. Em função dos resultados obtidos, pretende-se avaliar, de forma simplificada, o dano à fadiga causado pelo VIM sobre um suposto SCR conectado ao corpo flutuante. Reforçando assim, a importância da consideração desse fenômeno.

5.1. Exemplo 1: Cilindro apoiado por molas lineares

O Exemplo 1 é um modelo simplificado constituído por um cilindro (representado por um corpo rígido) conectado a molas lineares. Foram dispostas 13 molas ao longo da parede do cilindro na direção x e na direção y, os detalhes do modelo encontram-se nas Figuras 5.1 e 5.2 e na Tabela 5.1. As dimensões deste modelo, assim como, sua massa e frequência natural foram adotados tomando-se como base os dados apresentados na publicação [26], onde comenta-se um ensaio de uma plataforma monocolumna submetida ao VIM. O objetivo foi avaliar a estabilidade do programa e dos modelos de cálculo implementados, além de avaliar a influência dos parâmetros (Número de *Strouhal*, Velocidade Reduzida, Amortecimento) sobre os resultados.

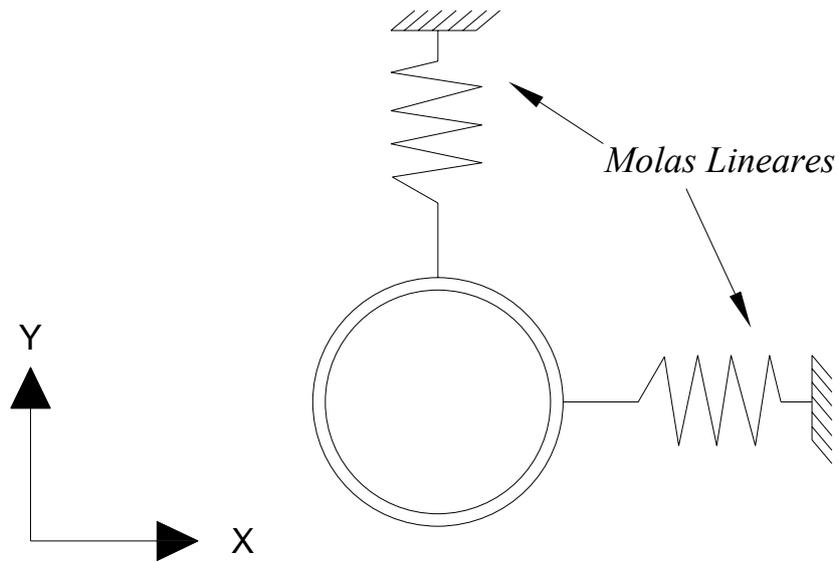


Figura 5.1 – Detalhe do modelo utilizado no exemplo 1.

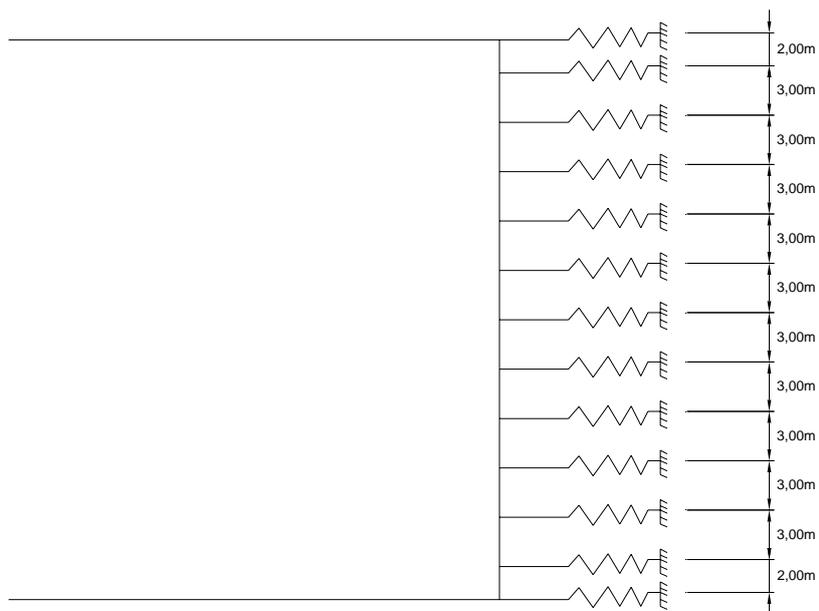


Figura 5.2 - Detalhe da posição das molas.

Tabela 5.1 – Dados do Exemplo 1

Lâmina D'água	1000,00 m
Diâmetro	100,00 m
Calado	34,00 m
C_{D0} (Coeficiente Inicial)	0,8
C_D lock-in	0,15
C_L inicial	0,65
Rigidez de Cada Mola	2.808,206 N/m
Taxa de amortecimento (ε)	3,0%
α – amortecimento de Rayleigh	9,42E-04
β – amortecimento de Rayleigh	0,0
Massa Estrutural	150.000 t
Período Natural (Surge/Sway)	400,0 s

Para representar o amortecimento causado pelo sistema de ancoragem, que atuaria sobre a plataforma, foi adotada uma taxa de amortecimento de 3,0% para o período de 400 segundos. Por tratar-se de uma frequência baixa, decidiu-se utilizar apenas o termo proporcional à massa, anulando-se o termo proporcional à rigidez. A Tabela 5.1 trás os valores adotados para os coeficientes de *Rayleigh* para ter-se um taxa amortecimento de 0.3% para a frequência natural. Como dito anteriormente, no VIM, na condição de *lock-in*, o amortecimento hidrodinâmico não desaparece completamente, para representar esse efeito foi adotado um C_D com valor 0,15 e não nulo como a metodologia sugeria.

Esta estrutura será submetida a várias velocidades reduzidas com o objetivo de avaliar a amplitude de vibração resultante. As análises realizadas utilizaram o programa apresentado no Capítulo 4. Considerou-se um tempo de análise 10.000 segundos de duração.

5.1.1. Resposta para os Modelos 1 e 2

Como os Modelos 1 e 2 apresentaram respostas similares, seus resultados estão apresentados no mesmo gráfico. A Figura 5.3 resume os resultados encontrados. Pode-se notar que para ambos os modelos obteve-se uma curva crescente da amplitude adimensional de vibração (A/D) com a velocidade reduzida (VR). Esse resultado difere

do observado nos ensaios de VIM [7, 8, 9, 25, 26, 51]. Para facilitar a visualização a Figura 5.4 apresenta a tendência de resposta esperada para uma estrutura submetida ao VIM. Essa diferença está no fato de estarmos utilizando uma única curva para o cálculo do coeficiente de sustentação (*lift*). Assim, sempre que o sistema entrar em *lock-in* a amplitude de vibração tenderá ao valor onde a curva do coeficiente de sustentação corta o eixo das abscissas.

Também foram realizadas análises com diferentes números de *Strouhal* (0,17; 0,23 e 0,26), mas os resultados apresentados foram os mesmos dos expostos na Figura 5.3, ou seja, os Modelos 1 e 2 não possuem sensibilidade a variação do número de *Strouhal*.

Com base nos resultados apresentados, pode-se afirmar que os Modelos 1 e 2 são inadequados para a representação do fenômeno de VIM, já que, não foram capazes de obter o padrão de resposta esperado.

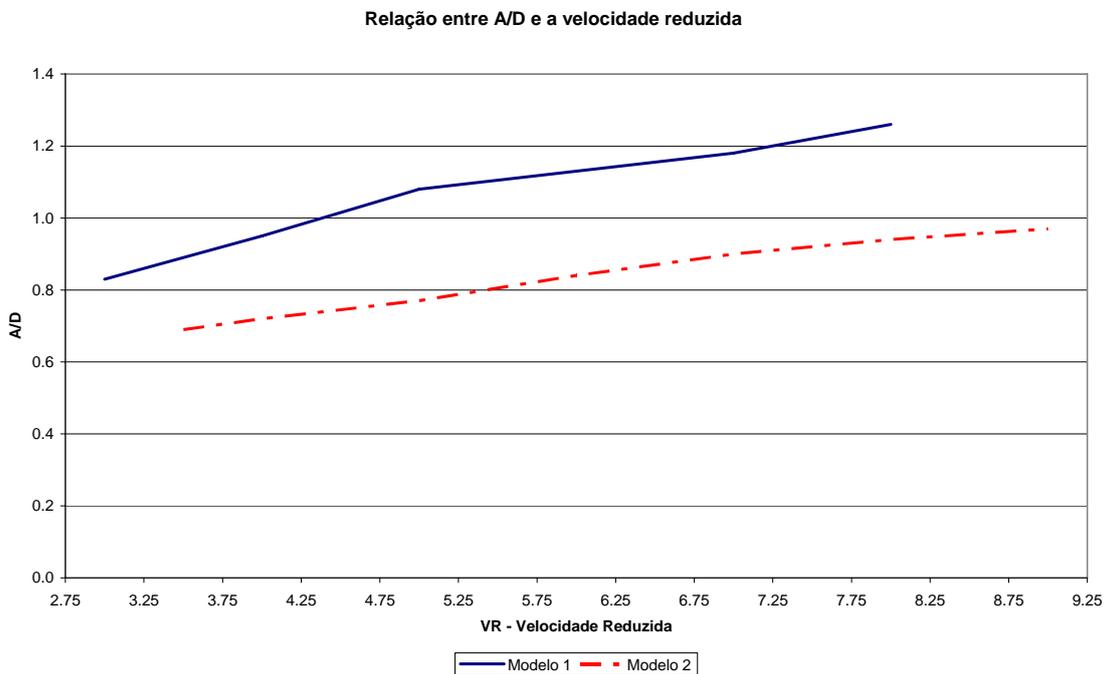


Figura 5.3 – Resultados de A/D encontrados em função da Velocidade Reduzida.

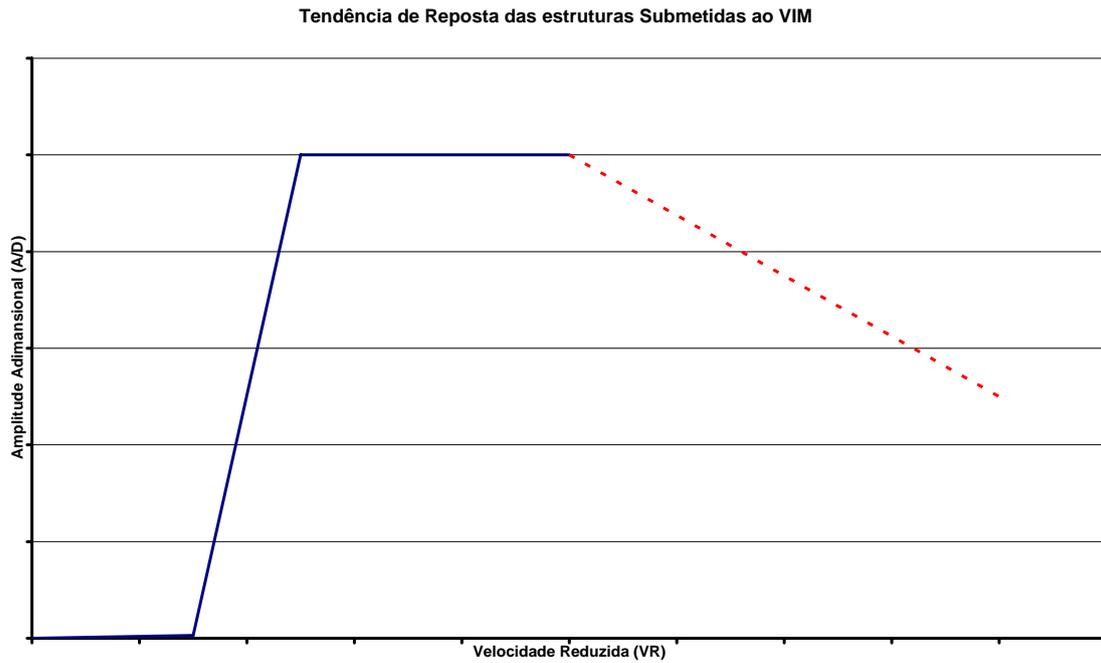


Figura 5.4 - Tendência de reposta esperada de acordo com os resultados experimentais.

5.1.2. Resposta para o Modelo 3

A Figura 5.5 apresenta os resultados obtidos para diversas velocidades reduzidas utilizando o Modelo 3. Pode-se observar que ao contrário dos Modelos 1 e 2, neste, a amplitude adimensional (A/D) varia significativamente com o valor da velocidade reduzida (VR). A tendência dos resultados encontrados foi a mesma apresentada nos ensaios [7, 8, 9, 25, 26, 51]. Isso mostra que um modelo que considere diversas curvas para o coeficiente de sustentação (*lift*) é mais adequado para a representação do VIM, e simula com maior fidelidade a interação fluido-estrutura. Como a escolha das curvas a serem adotadas é dependente da razão de frequências (f_n/f_s), conforme apresentado no item 3.6.3, cada velocidade reduzida (VR) utilizará uma curva diferente, pois, a frequência de *Strouhal* (f_s) é dependente do valor da velocidade de corrente.

Porém, ainda faz-se necessária a calibração de curvas apropriadas para este fenômeno. Observa-se também uma clara influência do número de *Strouhal* sobre os resultados, conforme este aumenta pode-se notar que a curva de resposta desloca-se para a esquerda. Isso ocorre, pois, o aumento do número de *Strouhal* causa, para uma mesma velocidade, um aumento da frequência de desprendimento de vórtices (*shedding*). Assim, as maiores amplitudes de vibração ocorrerão para velocidades mais

baixas. Com esses resultados observa-se a importância da correta determinação do número de *Strouhal*. Nas Figuras 5.6 a 5.11 são apresentadas algumas saídas do programa.

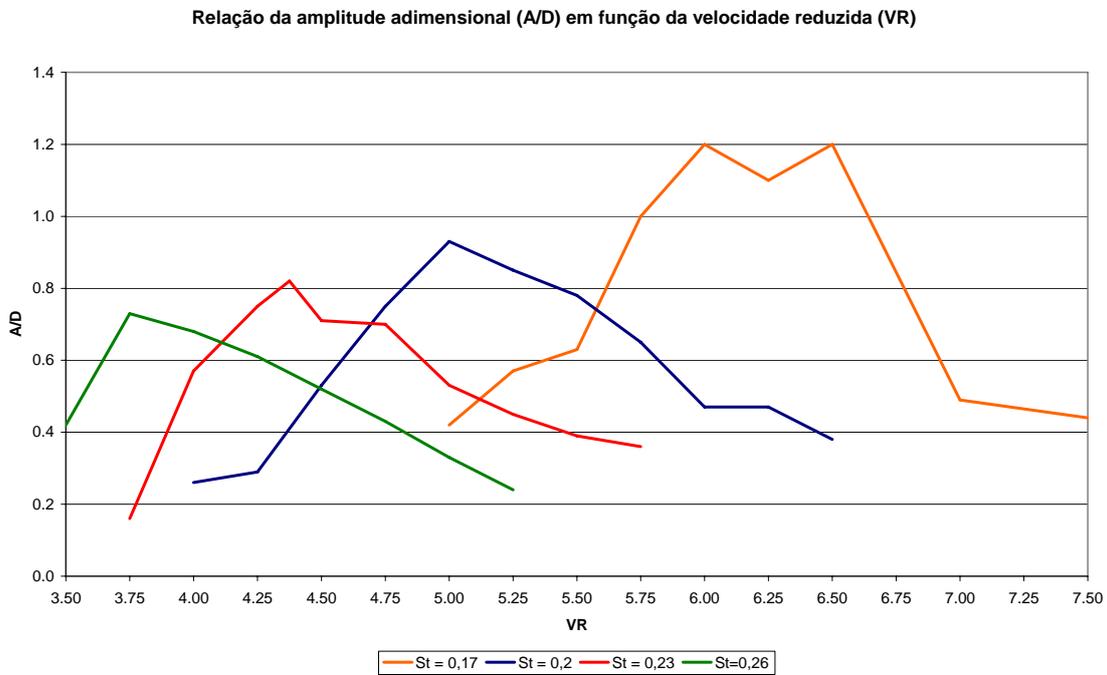


Figura 5.5 – Resultados de A/D em função da Velocidade Reduzida encontrados para diversos números de Strouhal.

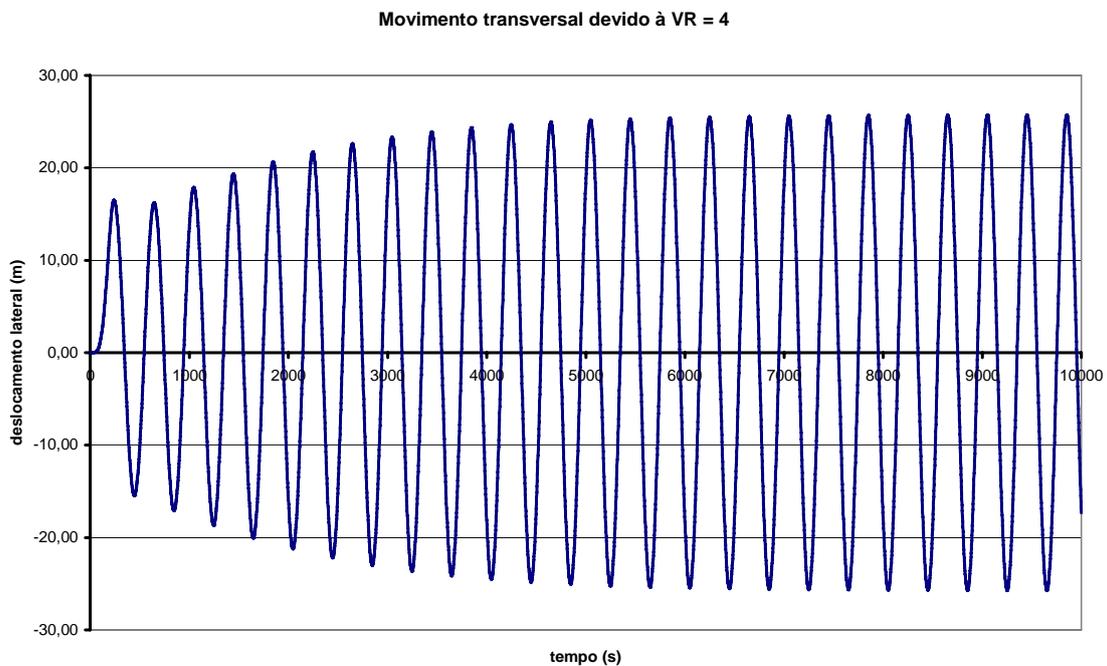


Figura 5.6 - Resultado do programa para VR = 4 (St = 0,2)

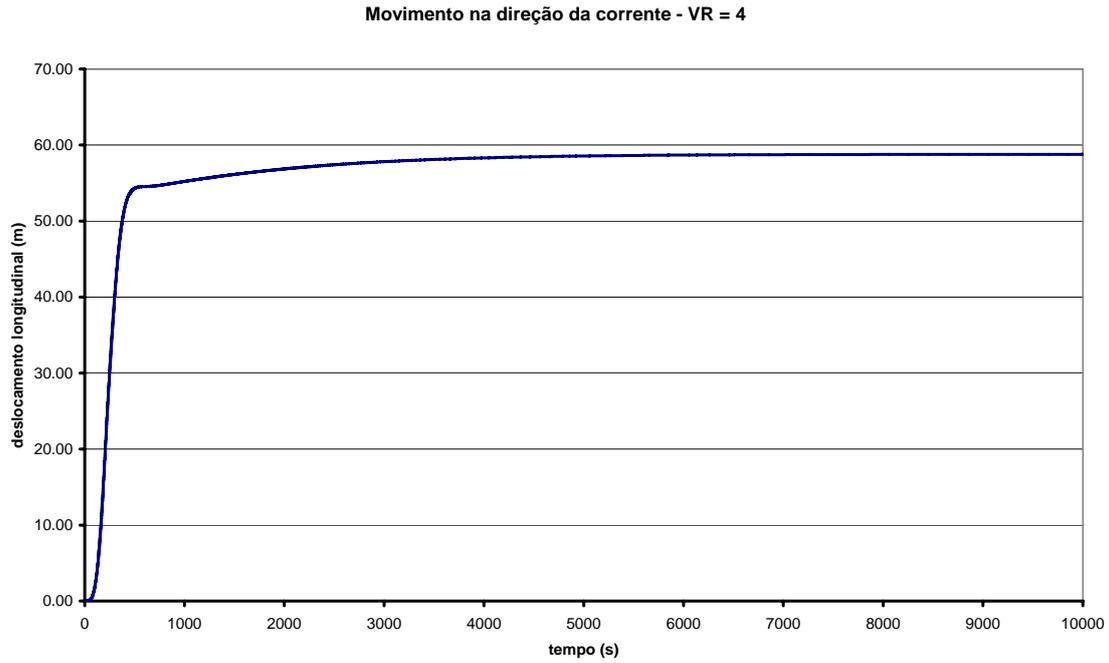


Figura 5.7 - Movimento longitudinal calculado no programa para VR = 4.00 (St = 0.2).

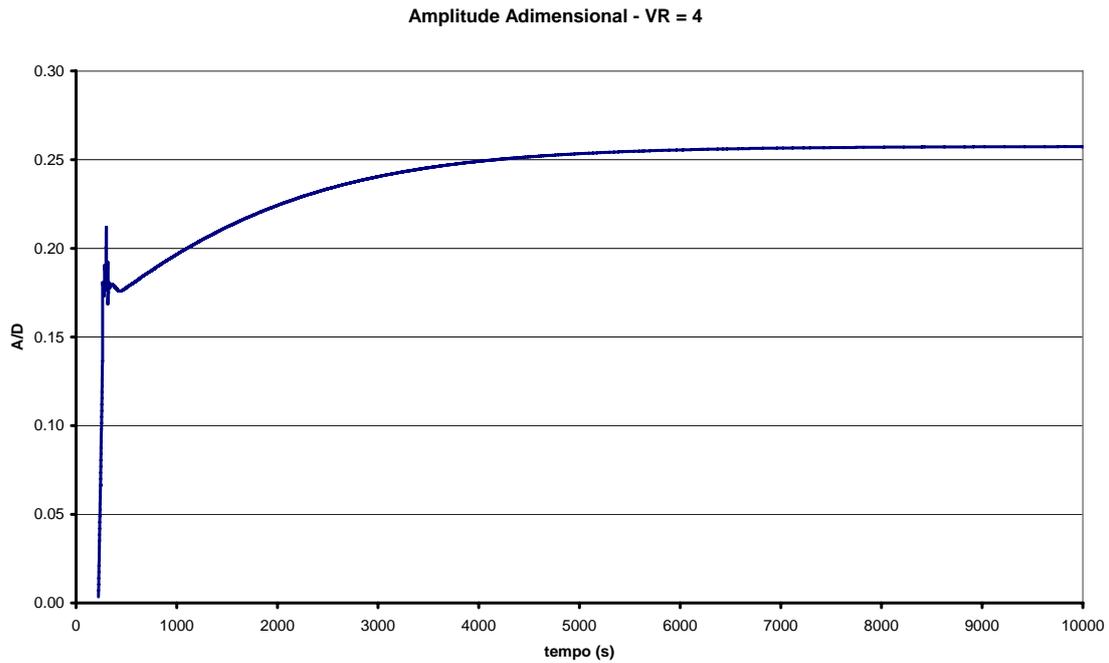


Figura 5.8 - Amplitude Adimensional obtida pelo método de Prony para cada instante de tempo (St = 0.2)

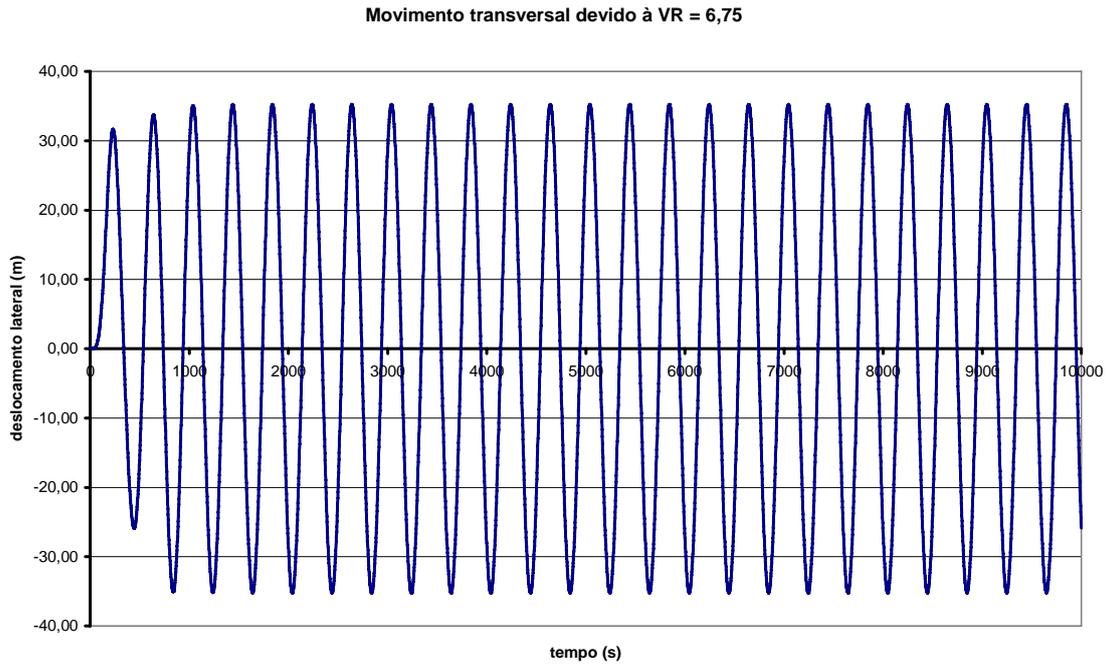


Figura 5.9 - Resultado do programa para VR = 6.75 (St = 0,2)

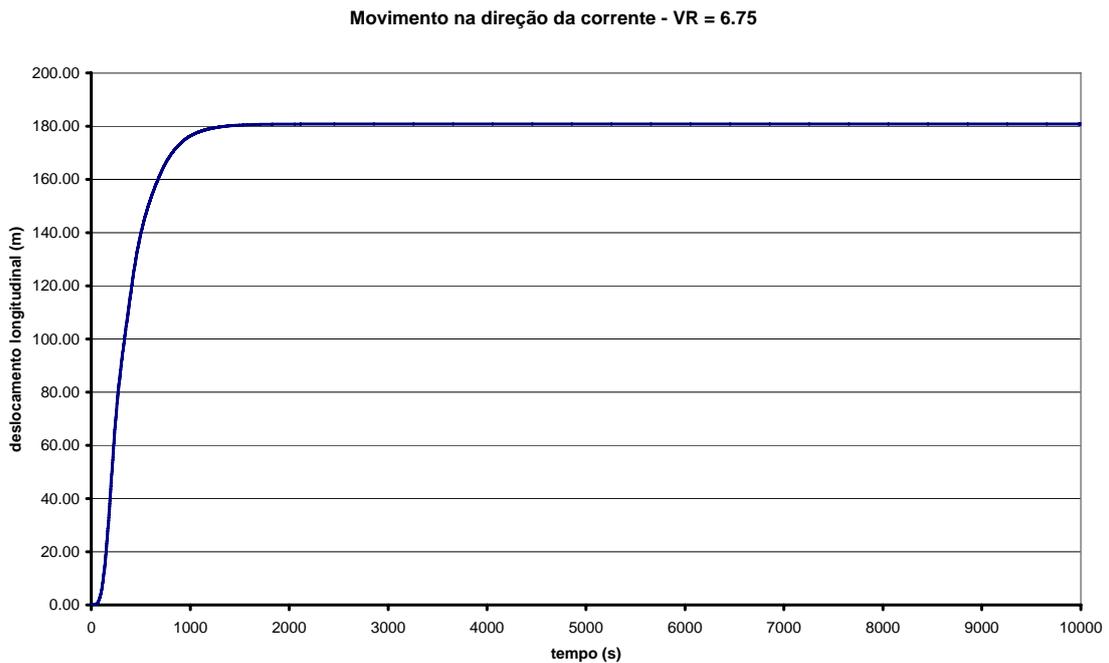


Figura 5.10 - Movimento longitudinal calculado no programa para VR = 6.75 (St = 0.2).

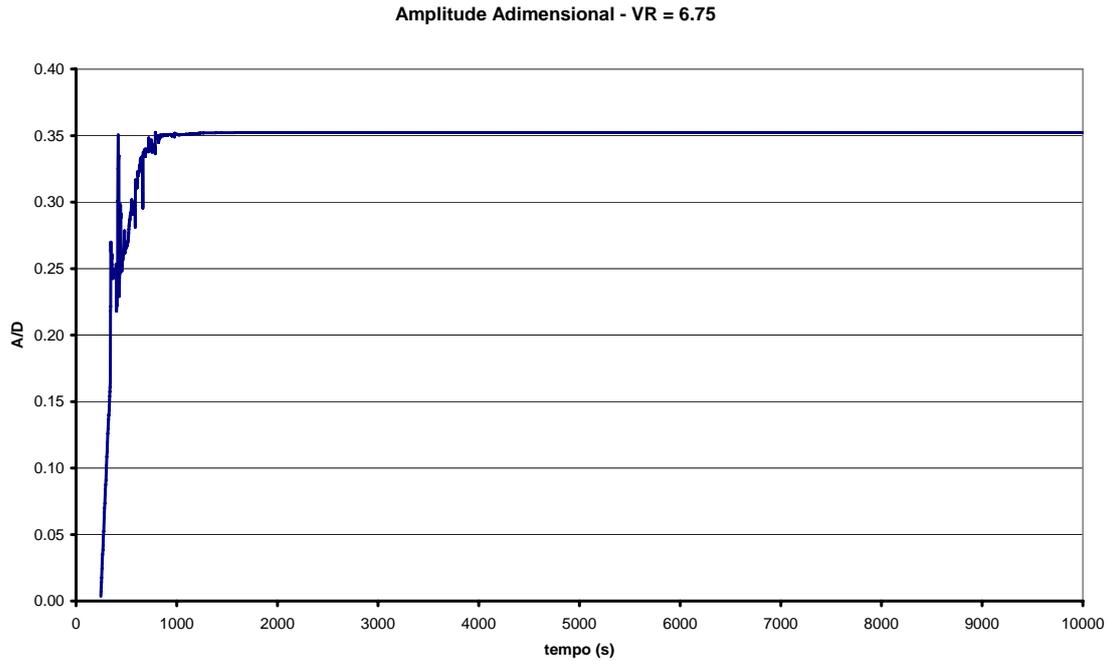


Figura 5.11 - Amplitude Adimensional obtida pelo método de Prony para cada instante de tempo ($St = 0.2$).

5.1.3.Comentários Gerais

Para os três modelos de cálculo utilizados, a estrutura levou de 1500 a 4000 segundos para apresentar uma oscilação constante e uniforme (Figura 5.6 e Figura 5.9). Para este modelo simplificado a resposta foi harmônica e oscilou na frequência natural da estrutura, uma vez em *lock-in* a estrutura permaneceu nessa condição até o final da análise.

Pode-se observar que conforme o número de *Strouhal* aumenta, e conseqüentemente a curva de resposta desloca-se para a esquerda, o valor máximo de A/D calculado diminui. Isso se deve ao fato de, na condição de *lock-in*, existir um C_D transversal diferente de zero. Isto manterá uma força de amortecimento atuando sobre o sistema, essa força exigirá a existência uma força de excitação para manutenção do movimento. Porém, conforme se diminui a velocidade de corrente, a força de excitação diminui (equação 3.3). Para compensar este fato, o coeficiente de sustentação precisará ser maior, assim, para que isso seja possível, é necessário que o sistema vibre em uma amplitude menor.

Para comprovar isso, foram refeitas análises com as velocidades reduzidas que apresentaram o maior valor de A/D para cada número de *Strouhal*, porém, desconsiderando o amortecimento. Nesta situação espera-se que a amplitude de vibração aproxime-se do valor de cruzamento zero curva utilizada, que para as velocidades analisadas é 0,9 (Figura 5.12). Os resultados encontram-se na Tabela 5.2.

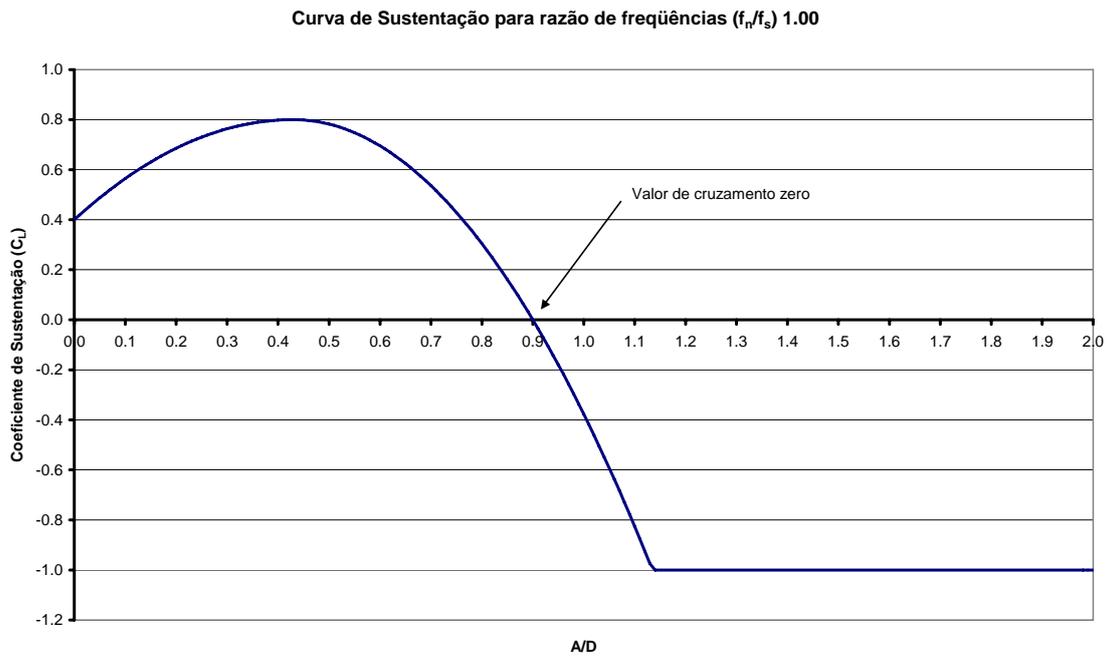


Figura 5.12 - Curva utilizada para obtenção do coeficiente de sustentação nas velocidades reduzidas que apresentaram máxima oscilação.

Tabela 5.2 - Resultados obtidos para as análises sem amortecimento.

St	VR	A/D (Com amortecimento)	A/D (Sem amortecimento)
0.17	6.00	1.20	1.20
0.20	5.00	0.93	1.00
0.23	4.38	0.82	0.92
0.26	3.75	0.73	0.87

Pode-se observar no teste realizado, que sem a presença do amortecimento, a amplitude registrada nas velocidades reduzidas menores aumentou e aproximou-se do valor de cruzamento zero.

Outra característica importante dos resultados encontrados, é o intervalo de velocidades reduzidas para o qual observou-se o VIM. Devido ao critério de *lock-in* adotado (Figura 3.20), existe um intervalo teórico de velocidades reduzidas para o qual se pode observar o VIM. Analisando as equações da velocidade reduzida (eq. 5.2) e da frequência de desprendimento de vórtices (eq. 5.1), vê-se que se pode relacionar essas duas grandezas.

$$f_s = \frac{St \cdot V_c}{D} \quad (5.1)$$

$$VR = \frac{V_c \cdot T_n}{D} \quad (5.2)$$

substituindo-se a Equação 5.1 na 5.2 obtém-se;

$$VR = \frac{f_s}{f_n \cdot St} \quad (5.3)$$

Utilizando a equação 5.3 e as razões de frequência limites do critério de *lock-in* (0,5 e 1,5) pode-se encontrar os valores limites de velocidade reduzida para o qual o VIM ocorrerá. A Tabela 5.3 mostra os limites teóricos e os observados nos resultados anteriores.

Tabela 5.3 – Valores limite para a velocidade reduzida.

Número de Strouhal (St)	Velocidade Reduzida	
	Limites Teóricos	Limites Encontrados nas análises
0,17	3,92 ~ 11,76	5,00 ~ 7,50
0,20	3,33 ~ 10,00	4,00 ~ 6,50
0,23	2,89 ~ 8,69	3,75 ~ 5,75
0,26	2,56 ~ 7,69	3,50 ~ 5,25

A Tabela 5.3 mostra que os limites encontrados encontram-se dentro dos limites do critério de *lock-in*. Observa-se na tabela que algumas velocidades que poderiam ter causado o VIM não o fizeram. Isto deve-se ao fato de o critério de *lock-in* não depender apenas da razão de frequências, mas também da amplitude de vibração.

5.2. Exemplo 2: Cilindro apoiado por 3 molas não lineares

Este exemplo possui o mesmo cilindro utilizado no exemplo anterior, sendo que a diferença está na representação do sistema de ancoragem. Neste aqui, o cilindro é conectado a um conjunto de três molas não lineares fixadas na extremidade do cilindro a 120° uma da outra (Figura 5.13). A não linearidade apresentada neste exemplo é geométrica, e surge devido ao fato dos deslocamentos apresentados serem grandes, o que leva à alteração da configuração geométrica do problema, alterando assim, a rigidez do sistema. Isso altera as frequências naturais sistema tornando o sinal da resposta formado por vários harmônicos. Essas alterações modificam o valor dos coeficientes hidrodinâmicos obtidos a partir do sinal e, conseqüentemente, o cálculo das forças.

Estas molas foram representadas no programa por elementos de treliça com comportamento não linear geométrico. Este modelo deve apresentar uma resposta mais próxima da de uma estrutura real, pois assemelha-se ao esquema estrutural montado para ensaios em tanques de reboque. Conforme pôde ser observado no exemplo anterior, o Modelo 3 é o mais apropriado. Sendo assim, apenas esse será aplicado ao exemplo 2. Como o exemplo anterior já demonstrou a influência do número de *Strouhal* sobre a resposta, e o objetivo deste trabalho é avaliar qualitativamente os resultados, não existe motivo para testar novamente diversos números de *Strouhal*. Assim, neste exemplo, será adotado o valor de 0,2 por ser o valor normalmente utilizado em análises de VIV, fenômeno para o qual estes modelos foram calibrados. Os dados desse modelo encontram-se na Tabela 5.4.

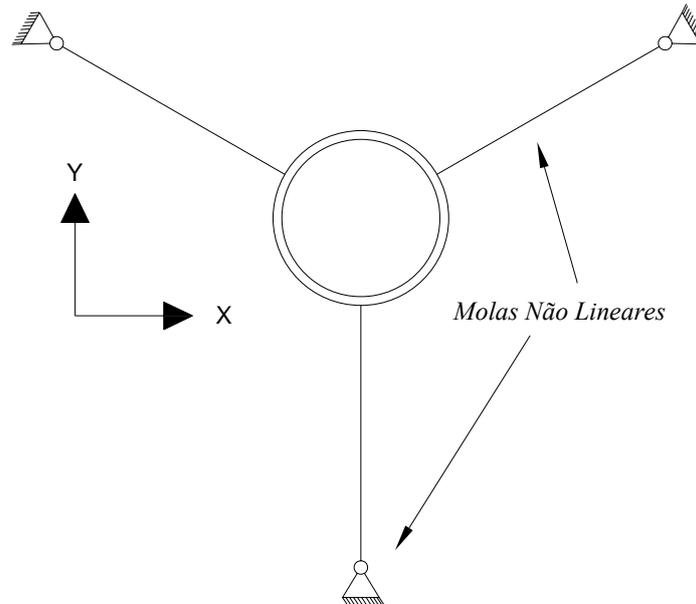


Figura 5.13 – Detalhe do modelo estrutural do Exemplo 2

Tabela 5.4 – Dados do Exemplo 2

Diâmetro	100,00 m
Calado	34,00 m
C_{D0} (Coeficiente Inicial)	0,8
C_D lock-in	0,0
C_L inicial	0,65
Rigidez Axial (EA) de Cada Mola	5.000.000 N
Pré-tração	24.000 N
α – amortecimento de Rayleigh	9,42E-04
β – amortecimento de Rayleigh	0,0
Massa Estrutural	150.000 t
Período Natural Transversal (Posição neutra)	448,0 s

5.2.1. Resposta para o Modelo 3

Assim como no exemplo anterior, o Modelo 3 apresentou resultados coerentes e similares com os encontrados em ensaios experimentais [7, 8, 9, 25, 26, 51] (Figura 5.14). A Figura 5.15 apresenta as amplitudes encontradas para diversas velocidades reduzidas; pode-se observar que, assim como no exemplo anterior, as respostas ocorreram para um intervalo de velocidades reduzidas dentro dos limites do critério de *lock-in*.

Diferentemente do exemplo anterior, este está conectado a molas não lineares, assim, a rigidez do sistema varia de acordo com os deslocamentos. A fim de manter uma coerência nos resultados, o cálculo das velocidades reduzidas foi realizado considerando o período natural de Sway (transversal ao fluxo) na posição neutra.

A análise dos resultados reforça a conclusão apresentada no exemplo anterior, de que um modelo que trabalhe com diversas curvas é mais adequado para a representação do fenômeno de VIM. Porém, há a necessidade da realização de ensaios apropriados para a geração de curvas específicas para o VIM. Os resultados destas análises demonstram que mesmo para um exemplo com apoios não lineares, o Modelo 3 conseguiu representar de forma satisfatória o fenômeno, reforçando a capacidade e a potencialidade deste modelo para a representação do VIM.

As Figuras 5.16 à 5.26 apresentam algumas das saídas de resultado obtidas através das análises realizadas no programa descrito no Capítulo 4.

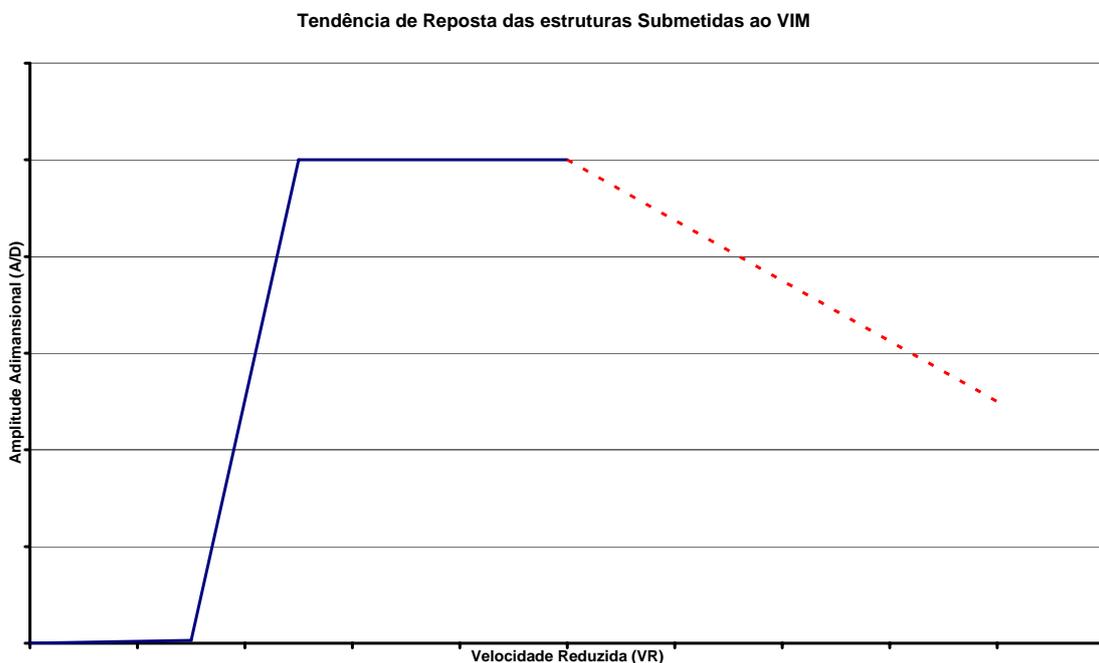


Figura 5.14 - Tendência de resposta esperada de acordo com os resultados experimentais [10].

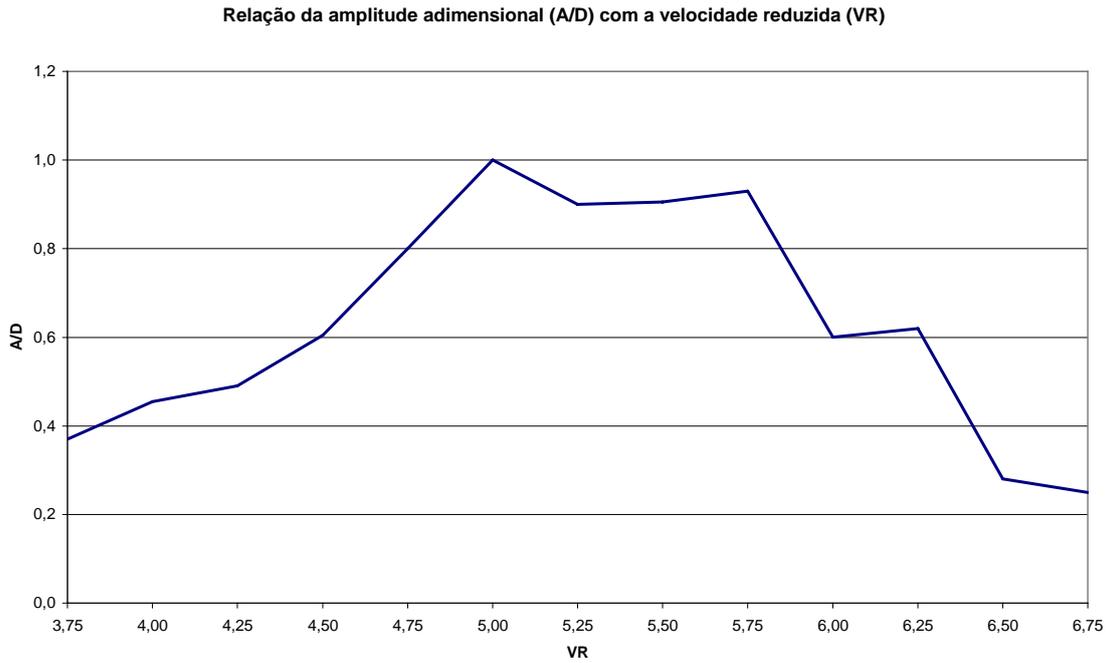


Figura 5.15 – Resultados de A/D em função da Velocidade Reduzida.

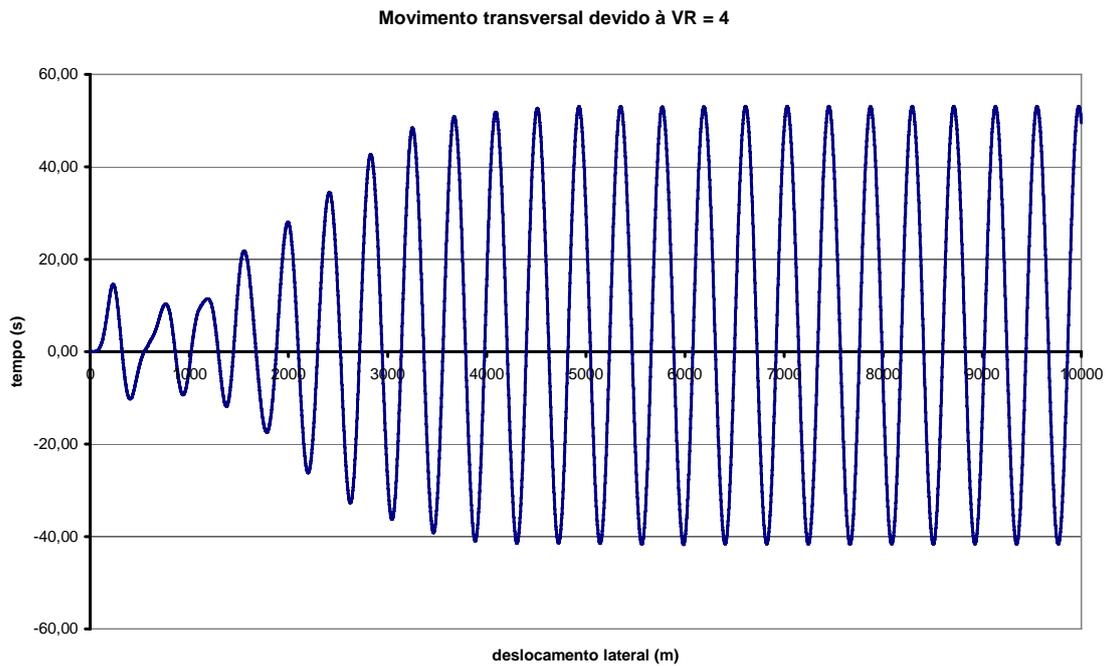


Figura 5.16 - Movimento transversal obtido para VR igual a 4,00.

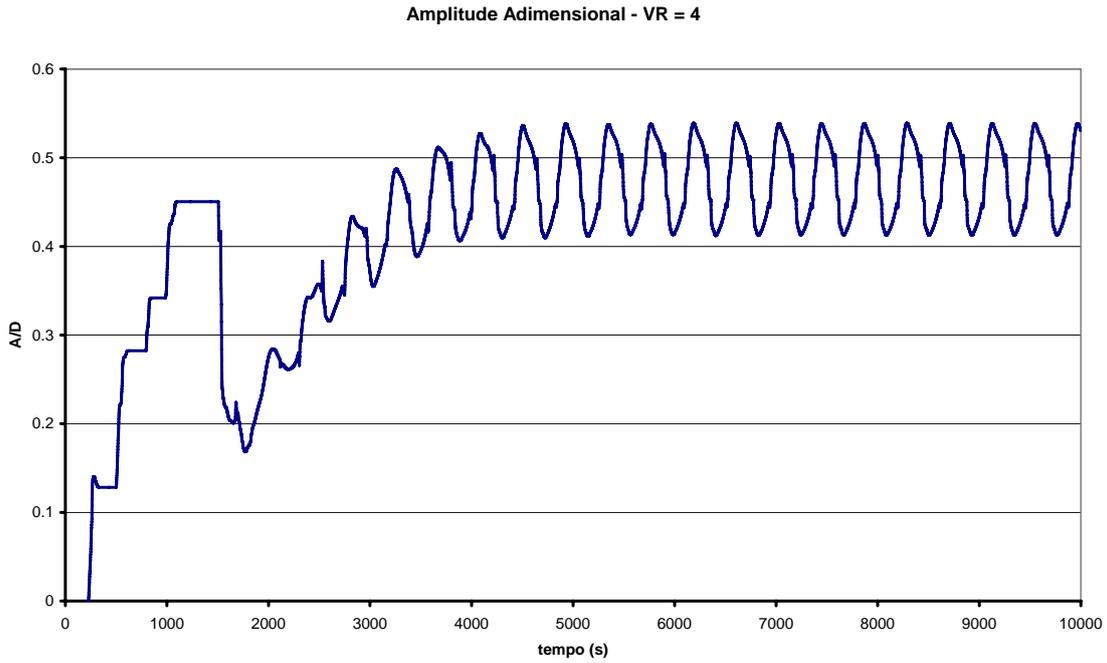


Figura 5.17 - Amplitude Adimensional obtida pelo método de Prony para cada instante de tempo (St = 0.2)

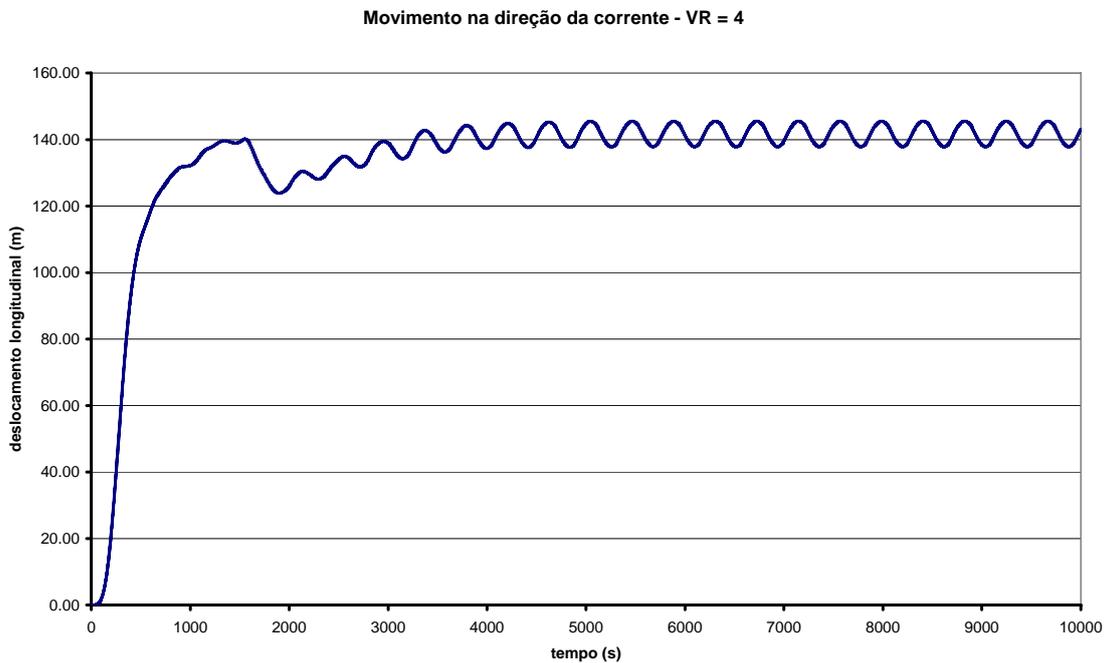


Figura 5.18 - Movimento longitudinal calculado no programa para VR = 4.00 (St = 0.2).

O movimento longitudinal que aparece no gráfico acima deve-se à variação de A/D apresentada na Figura 5.17, pois o valor do C_{DL} (coeficiente de arrasto

longitudinal) é função da vibração transversal. É importante salientar que este movimento longitudinal não representa um efeito de VIV in-line.

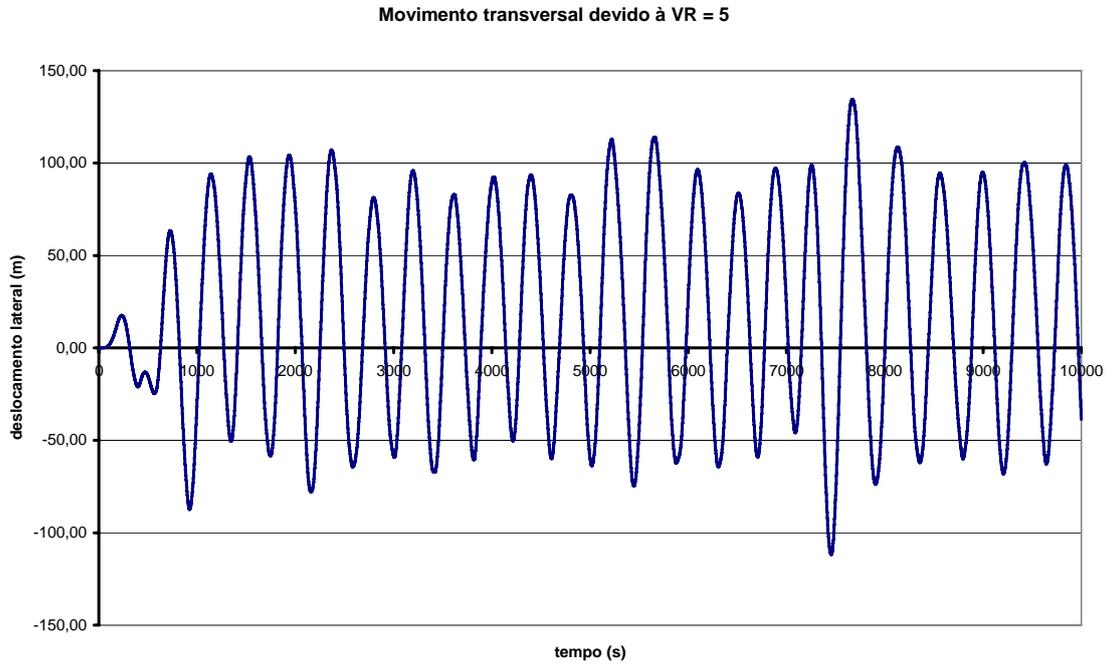


Figura 5.19 - Movimento transversal obtido para VR igual a 5,00.

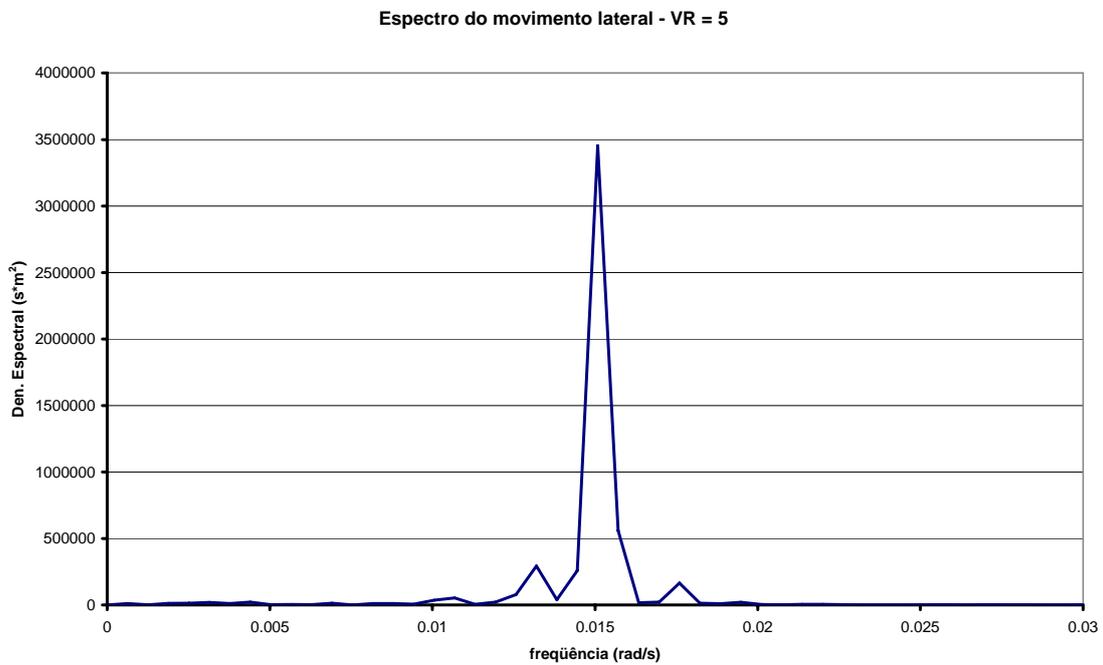


Figura 5.20 –Espectro do movimento transversal obtido para VR = 5.00

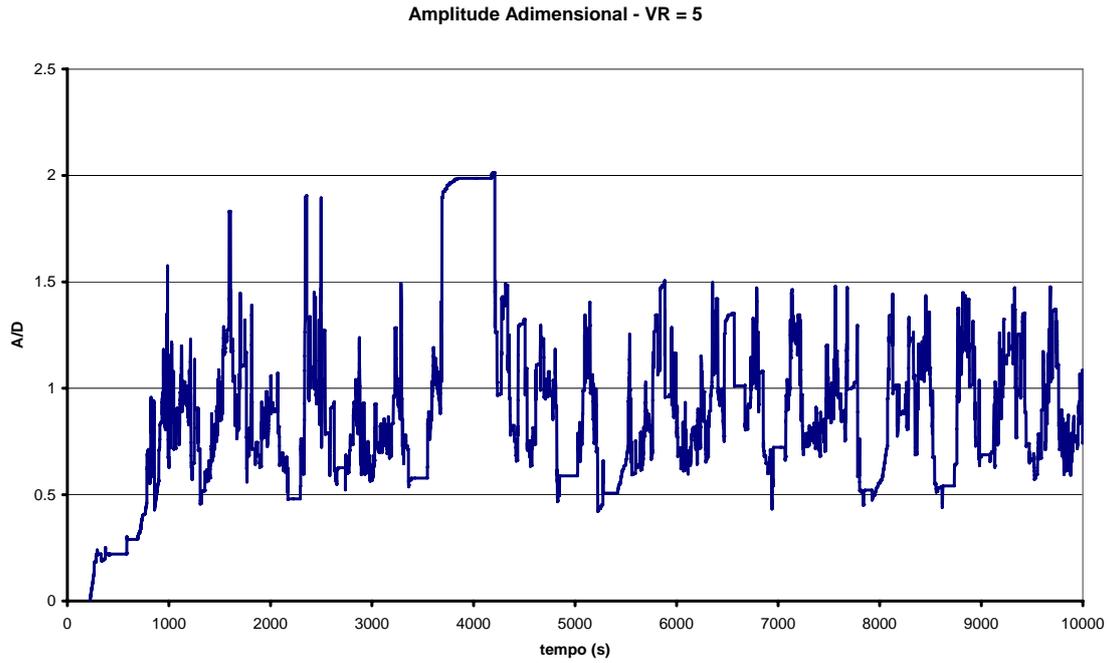


Figura 5.21 - Amplitude Adimensional obtida pelo método de Prony para cada instante de tempo (St = 0.2)

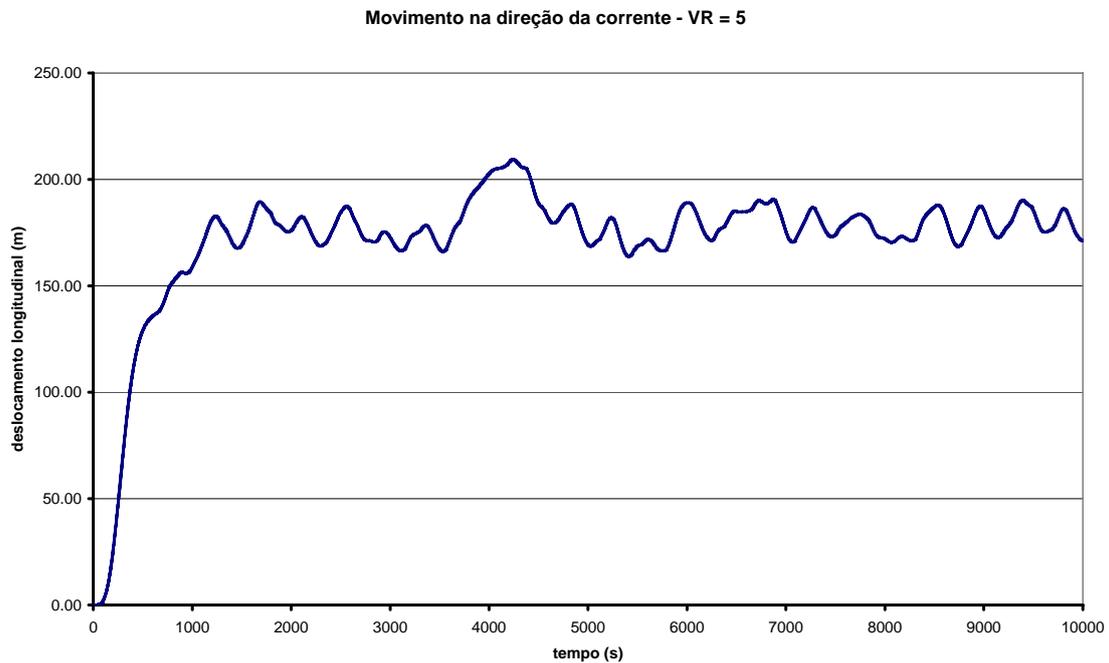


Figura 5.22 - Movimento longitudinal calculado no programa para VR = 5.00 (St = 0.2).

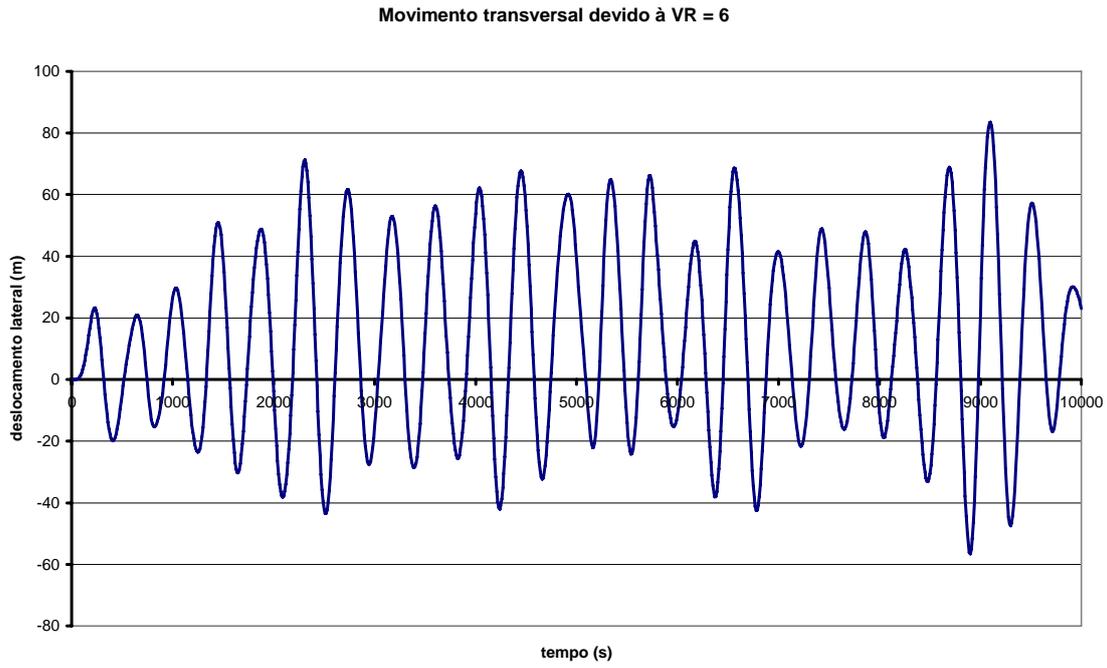


Figura 5.23 - Movimento transversal obtido para VR igual a 6,00.

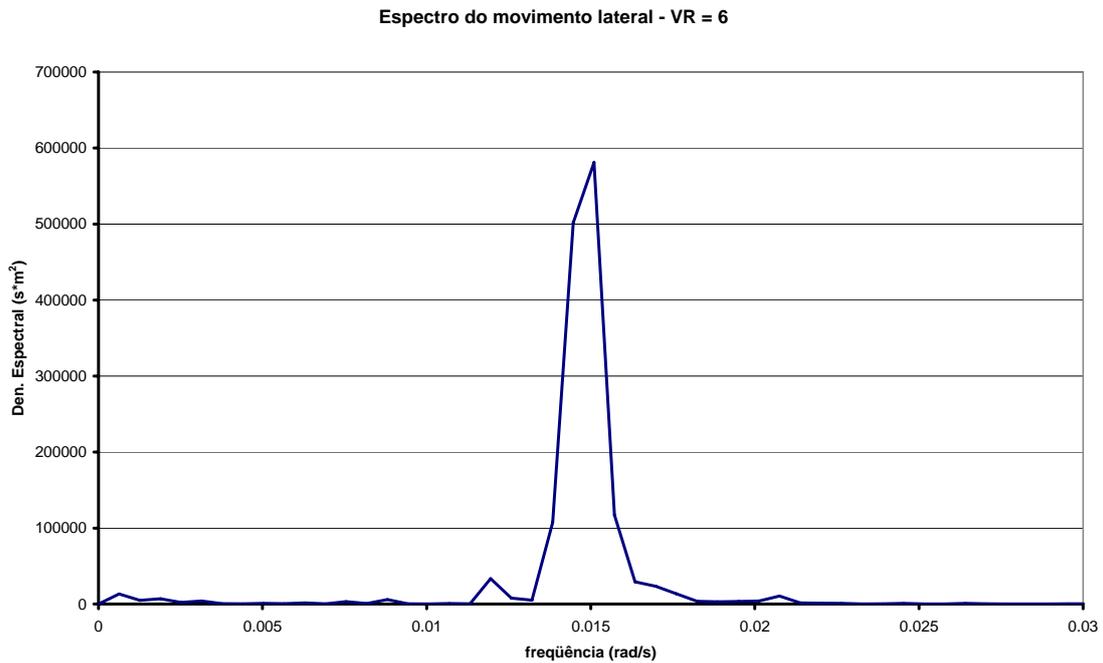


Figura 5.24 – Espectro do movimento lateral obtido para VR = 6.00

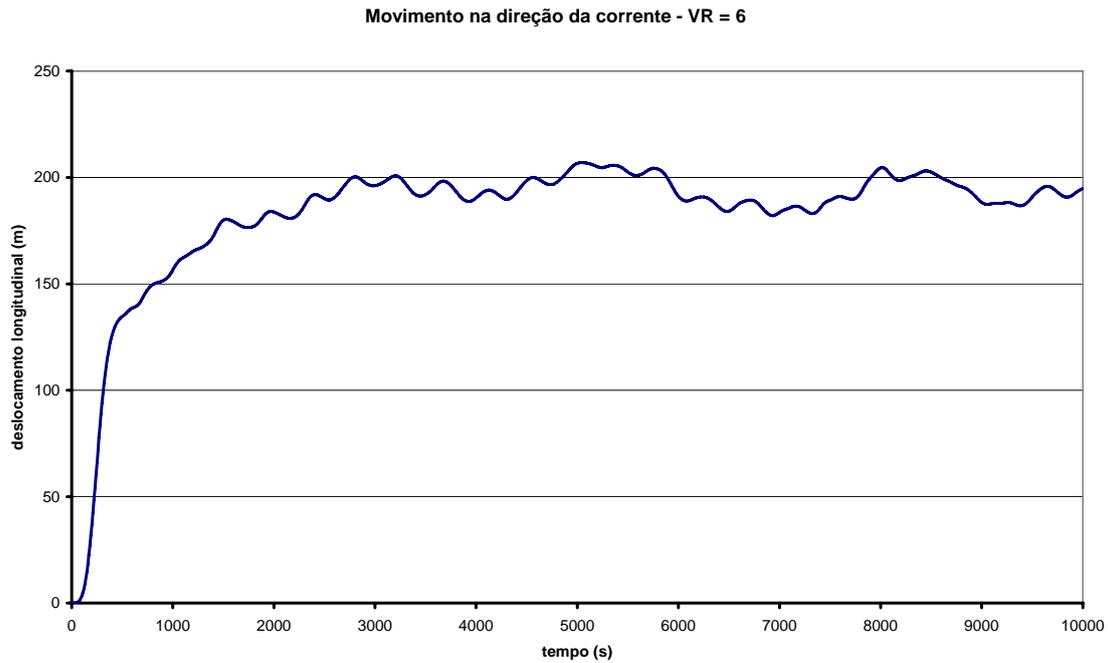


Figura 5.25 - Movimento longitudinal calculado no programa para VR = 6.00 (St = 0.2).

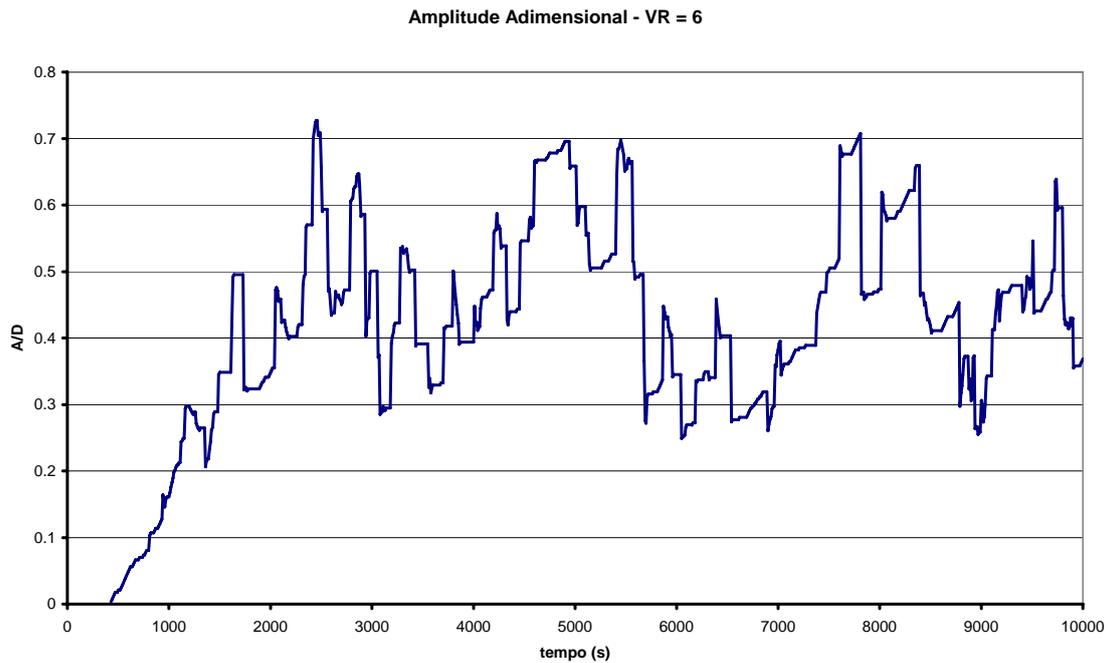


Figura 5.26 - Amplitude Adimensional obtida pelo método de Prony para cada instante de tempo (St = 0.2).

Observa-se nas Figuras 5.20 e 5.24, a existência de mais de uma frequência no espectro do sinal; essa resposta ocorre devido às não linearidades existentes no sistema, que causam alterações constantes nas frequências naturais da estrutura.

5.2.2. Comentários Gerais

Avaliando os resultados obtidos, pode-se observar que mesmo para um modelo com não linearidade geométrica, o Modelo 3 foi capaz de apresentar um resultado com a tendência esperada.

Como era esperado, a resposta deste modelo (Figuras 5.16 e 5.26) não foi perfeitamente harmônica como no exemplo anterior. Esta resposta irregular apresentada, aproxima-se mais de uma resposta real. Isto demonstra que utilizando-se curvas que tenham sido calibradas para o VIM, este modelo poderia ser capaz de representá-lo.

5.2.3. Análise de Fadiga de um SCR

De posse dos resultados apresentados, far-se-á uma análise simplificada de fadiga de um *riser* rígido em aço (SCR) supostamente conectado a estrutura flutuante analisada anteriormente (Figura 5.27). Esta análise pretende avaliar a importância na análise de fadiga da consideração dos movimentos devidos ao VIM e estimar a magnitude do dano que podem causar.

Possíveis danos de fadiga causados por movimentos de VIM sobre elementos conectados as plataformas, tem sido alvo de diversas publicações [4, 5, 12, 52]. Os estudos têm demonstrado que os danos causados podem ser significativos e que a consideração dos efeitos do VIM é necessária.

O SCR a ser analisado está instalado em uma lâmina d'água de 2500 metros de profundidade e possui 3200 metros de comprimento. Para suportar os grandes esforços de flexão aos quais será submetido, na região superior foi utilizado um *stress-joint* de titânio. As dimensões do *riser* encontram-se na Tabela 5.5 e o detalhamento do *stress-joint* na Figura 5.28. O topo do *riser* foi considerado engastado na plataforma.

Tabela 5.5 - Dimensões do Riser.

Topo (Stress-Joint)	Diâmetro externo inicial*	0.22 m
	Diâmetro externo final*	0.50 m
	Diâmetro interno	0.16 m
	Ângulo de topo	10 °
Corpo do Riser	Diâmetro externo	0.22 m
	Diâmetro interno	0.16 m

- O stress-joint possui 20 metros de comprimento. Nos 5 primeiros metros o diâmetro externo é constante, a partir desse ponto até o topo, seu valor aumenta linearmente até o valor estipulado.

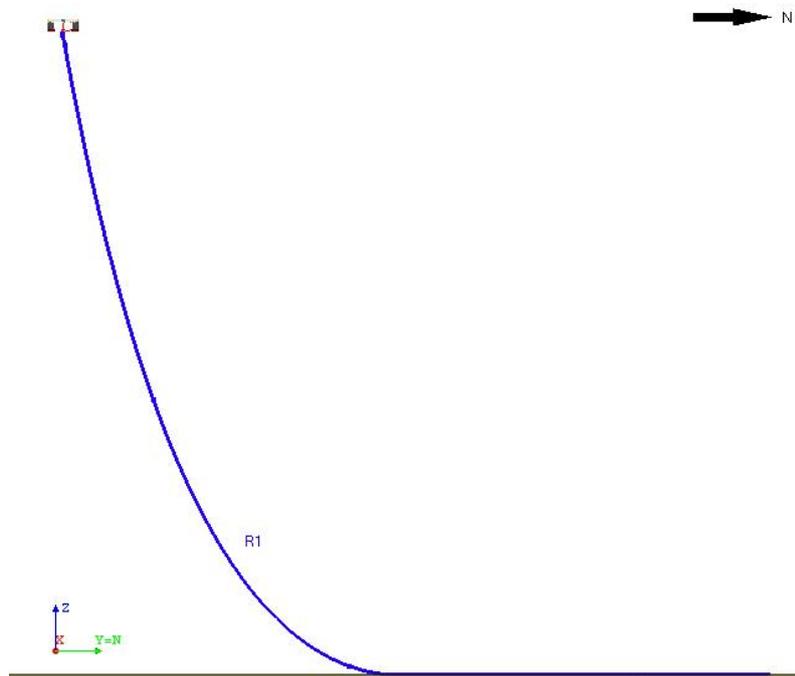


Figura 5.27 - Vista Lateral do Riser.

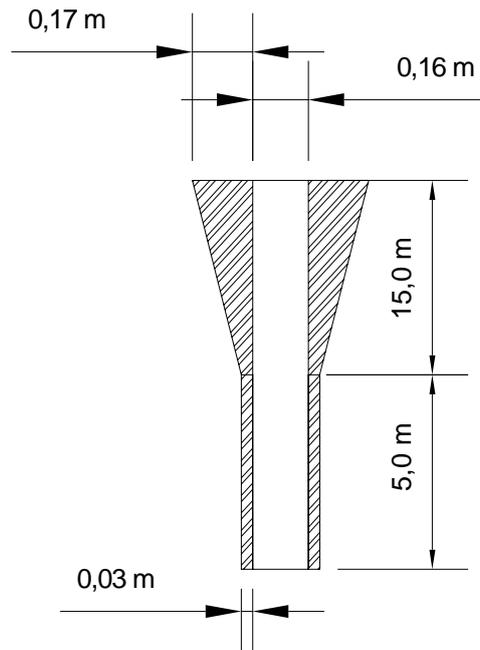


Figura 5.28 - Detalhe do Stress-Joint utilizado (*Obs.: fora de escala).

Para esta análise de fadiga simplificada, o SCR foi posicionado perpendicularmente ao perfil de corrente, conforme mostra a Figura 5.29. As análises foram realizadas utilizando-se as velocidades de corrente correspondentes às velocidades reduzidas apresentadas na Figura 5.15. Na análise de fadiga realizada somente estão sendo consideradas a carga estática de corrente e os movimentos no topo devidos ao VIM. Portanto, efeitos de onda e vento estão sendo desconsiderados.

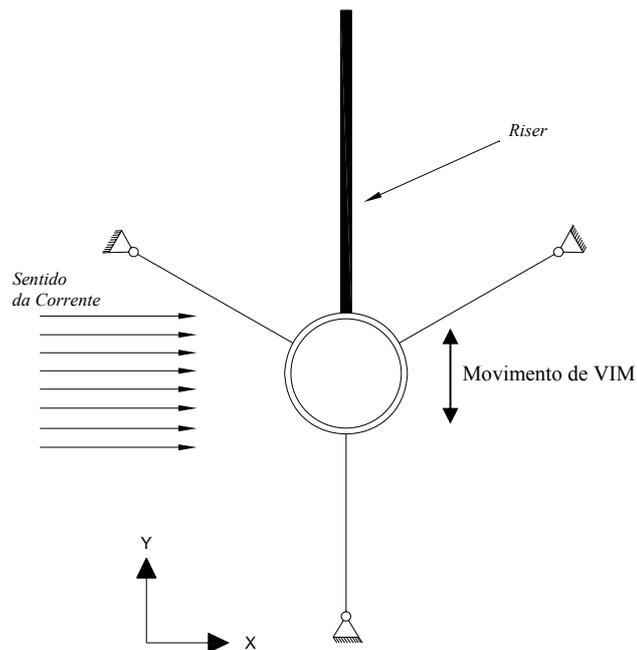


Figura 5.29 - Vista superior do conjunto flutuante e riser

a) Metodologia da Análise

Para cada velocidade de corrente, será realizada uma análise dinâmica utilizando-se o programa ANFLEX [54]. Nestas análises, será imposto ao topo do SCR um movimento harmônico com amplitude e período similares aos observados nas análises de VIM. Além disso, também será aplicado o mesmo *offset* estático causado pela ação da carga de arrasto na direção do fluxo (longitudinal).

Sobre o corpo do *riser* estará atuando um perfil de corrente triangular, cujos valores de topo serão iguais ao utilizados nas análises de VIM e no fundo apresentam valores nulos. As séries de esforços resultantes das análises dinâmicas alimentarão o programa POSFAL [53], que através de curvas do tipo S-N calculará o dano causado pela oscilação através do método Rainflow para contagem de ciclos de tensões.

b) Dados Utilizados

A análise de fadiga é realizada utilizando 13 velocidades de corrente distintas. Estas velocidades correspondem às velocidades reduzidas apresentadas nos resultados do item 5.2.1. Para cada uma delas serão utilizados o *offset* estático, a amplitude e o período de vibração registrados nas análises do item 5.2.1. A Tabela 5.6 apresenta esses valores. Velocidades fora do intervalo apresentado não causam VIM. Pode ser observado na Tabela 5.6 que a partir da velocidade reduzida 5,75, o valor do *offset* estático passou a diminuir. A primeira vista este resultado aparenta uma incoerência, visto que, a resposta esperada era que o *offset* aumentasse junto com o aumento da velocidade. Porém, este resultado está correto, uma vez que a amplitude de vibração diminuiu, o valor do coeficiente de arrasto longitudinal (C_{DL}) também diminuiu. Como a força de arrasto não depende apenas da velocidade, mas também do C_{DL} , ela também diminuirá.

Tabela 5.6 - Dados do carregamento utilizado na análise de fadiga.

Velocidade Reduzida	Amplitude (m)	A/D	Offset Estático (m)	Período (s)	Velocidade de Corrente (m/s)
3,75	37,0	0,370	109,0	416	0,837
4,00	45,5	0,455	122,0	416	0,893
4,25	49,0	0,490	133,0	416	0,949
4,50	60,5	0,605	148,0	416	1,004
4,75	80,0	0,800	168,0	416	1,060
5,00	100,0	1,000	171,0	416	1,116
5,25	90,0	0,900	180,0	416	1,172
5,50	90,5	0,905	189,0	416	1,228
5,75	93,0	0,930	200,0	500	1,283
6,00	60,0	0,600	197,0	500	1,339
6,25	62,0	0,620	189,0	420	1,395
6,5	28,0	0,280	186,0	420	1,451
6,75	25,0	0,250	180,0	426	1,507

No entanto, para a realização de uma análise de fadiga, é necessário conhecer a probabilidade de ocorrência de cada velocidade de corrente, ou seja, sua função cumulativa de probabilidade. Para o cálculo realizado nesta dissertação, será utilizada a função cumulativa apresentada na Figura 5.30. Esta figura representa a probabilidade de ocorrência da velocidade média de corrente na superfície que supostamente perduram por períodos de 3 horas de duração.

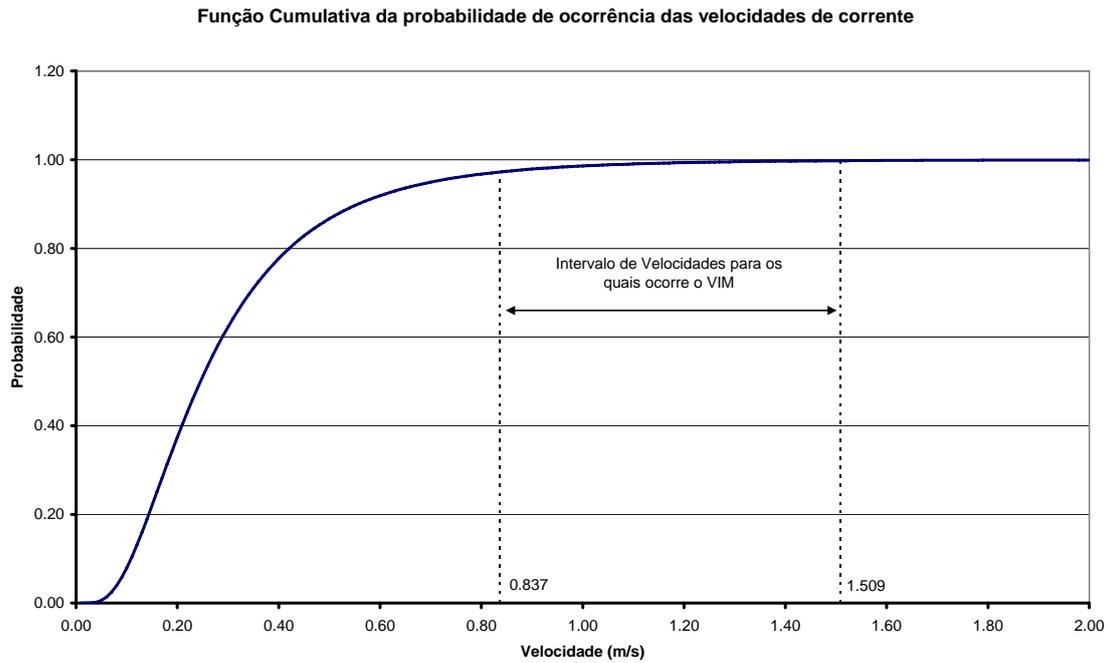


Figura 5.30 - Função Cumulativa de Probabilidade da Velocidade de Corrente.

A função de probabilidade apresentada na Figura 5.30 é dada por uma distribuição lognormal com média 0,301 m/s desvio padrão 0,214 m/s. Observa-se que a faixa de velocidades que será utilizada representa menos de 3% das ocorrências. Para a análise de fadiga esta faixa foi discretizada em 13 intervalos como mostra a Tabela 5.7.

Tabela 5.7 - Probabilidade de Ocorrência das diversas velocidades de corrente adotadas

Condição	Intervalo (m/s)	Velocidade média do intervalo(m/s)	Velocidade Reduzida	Probabilidade de Ocorrência
1	0,809 – 0,865	0,837	3,75	0,00664
2	0,865 – 0,921	0,893	4,00	0,00510
3	0,921 – 0,977	0,949	4,25	0,00394
4	0,977 – 1,033	1,004	4,50	0,00306
5	1,033 – 1,089	1,060	4,75	0,00240
6	1,089 – 1,145	1,116	5,00	0,00189
7	1,145 – 1,201	1,172	5,25	0,00149
8	1,201 – 1,257	1,228	5,50	0,00119
9	1,257 – 1,313	1,283	5,75	0,00095
10	1,313 – 1,369	1,339	6,00	0,00077
11	1,369 – 1,425	1,395	6,25	0,00062
12	1,425 – 1,481	1,451	6,5	0,00050
13	1,481 – 1,537	1,507	6,75	0,00041
Total				0,02896

A metodologia de fadiga utilizada baseia-se nas curvas S-N. Essas curvas são dependentes do tipo de material (constituição da liga) e das condições as quais ele estará submetido. Por exemplo, o ambiente ao qual está exposto (marinho, ácido, etc) e o tipo de ligação que possui (parafusada ou soldada).

Na análise do POSFAL [53], serão utilizadas duas curvas S-N, uma para o trecho em aço (juntas soldadas) e uma para o trecho em titânio (material base), elas estão representadas pelas equações 5.5 [46] e 5.4 [45]. As curvas são apresentadas na Figura 5.31. Nas curvas S-N tem-se que “N” é o número de ciclos que leva o material a falha por fadiga para um range de variação de tensão “S”.

Curva do Titânio [45]:

$$\log(N) = -3,4 \times \log(S) + 13,4 \quad (5.4)$$

Tabela 5.8 - Propriedades Físicas do Titânio [45]

Módulo de Elasticidade	105 GPa a 120 GPa
Coefficiente de Poison	0,34
Limite de Escoamento	758 MPa
Limite de Resistência	827 MPa
Peso Específico	44,05 kN/m ³ a 45,62 kN/m ³

Curva Aço (curva “E” da DNV – Proteção catódica)[46]:

$$\begin{aligned} \log(N) &= -3,0 \times \log(S) + 11,610; & \text{Para } N < 10^6 \text{ ciclos} \\ \log(N) &= -5,0 \times \log(S) + 15,35; & \text{Para } N > 10^6 \text{ ciclos} \end{aligned} \quad (5.5)$$

Tabela 5.9 - Propriedades Físicas do Aço

Módulo de Elasticidade	208 GPa
Coefficiente de Poison	0,3
Limite de Escoamento	450 MPa
Limite de Resistência	550 MPa
Peso Específico	77,00 kN/m ³

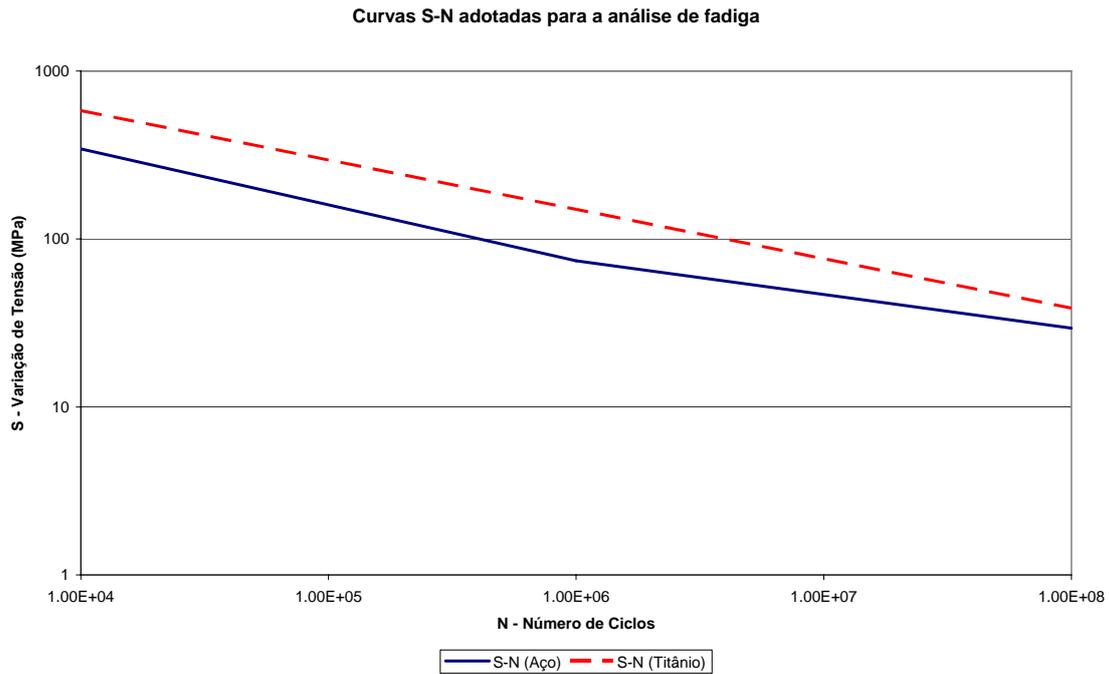


Figura 5.31 - Curvas utilizadas nas análises de fadiga (gráfico em escala logarítmica).

c) Resultados

Observando-se os resultados de vida útil a fadiga ao longo da estrutura apresentados pelo POSFAL [53], pôde-se constatar que a região mais crítica à fadiga está concentrada nas proximidades do topo, cuja vida útil a fadiga está em torno de 10 anos. Descendo apenas 20 metros ao longo do *riser* a vida útil já ultrapassa um milhão de anos. A vida útil obtida na análise está apresentada na Figura 5.32.

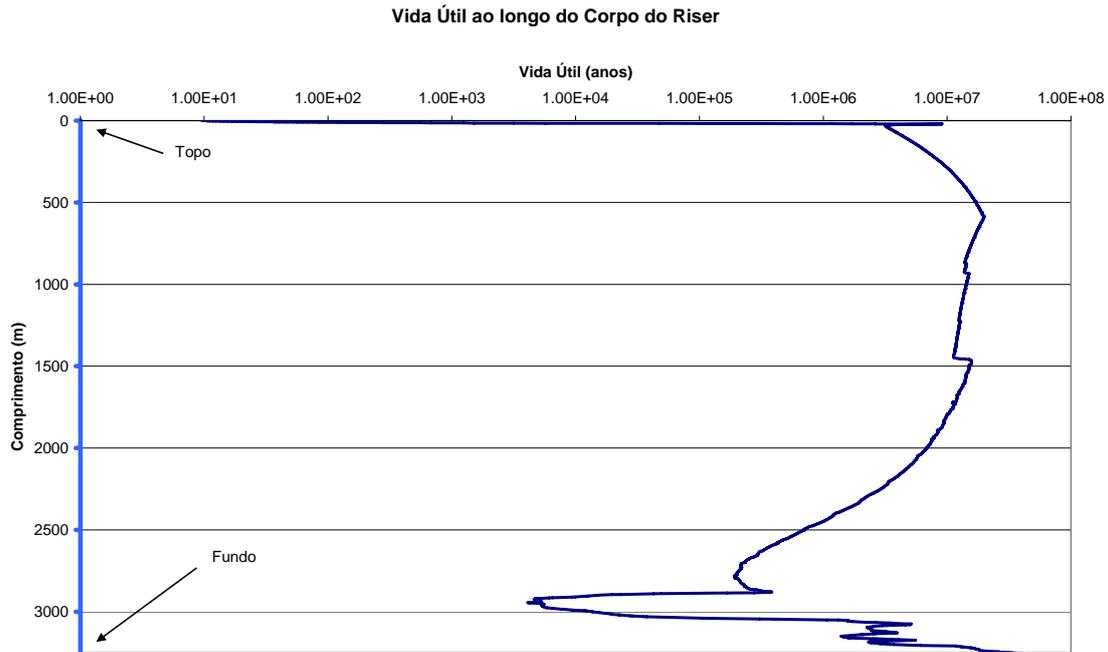


Figura 5.32 - Vida Útil ao longo do Riser

Também se observou a maior variação de tensão e a tensão máxima apresentadas pelo SCR. Os valores máximos apresentados para essas duas grandezas foram causados pelo carregamento 6, cuja amplitude era de 100 metros e velocidade de corrente 1.116 m/s. Os valores registrados foram:

Tensão Máxima: 450 MPa

Varição Máxima de Tensão: 200 MPa

Pôde ser observado que tanto o trecho em aço, quanto o trecho em titânio, atenderam aos critérios de projeto de consideração da carga extrema. Porém, em uma análise de projeto *riser*, outras cargas precisam ser consideradas além do VIM para a correta estimativa das tensões extremas.

Devido à baixa vida útil a fadiga encontrada, resolveu-se refazer a análise apenas alterando a espessura do topo na *stress-joint*. Tal alteração foi realizada mantendo-se uma variação linear entre a espessura do início da *stress-joint* e a espessura do topo. A nova espessura do topo adotada foi de 25 cm. Neste caso apresentou como resultado uma vida útil de 190 anos.

Embora, trate-se de uma análise simplificada e os resultados não representem perfeitamente a realidade, o VIM causou um dano significativo ao topo do *riser* com perfis de corrente que correspondem a menos de 3% das condições ambientais. O dano apresentado, exigiria em um projeto real de SCR que a conexão de topo fosse redimensionada ou até mesmo alterada, para suportar os grandes esforços de flexão. Deve-se salientar que em um projeto a fadiga de SCR, também deve-se incluir outros efeitos dinâmicos, tais como movimentos do flutuante devido à onda e vento, por exemplo, que não foram considerados nas análises realizadas nesta dissertação.

Estes resultados demonstram que a consideração dos efeitos de VIM devem ser incorporados ao projeto e podem alterar o dimensionamento das estruturas conectadas ao corpo flutuante.

Além disto, é importante para a correta consideração dos efeitos do VIM na análise a fadiga das linhas conectadas a plataforma (SCR's, *risers* flexíveis e linhas de ancoragem), que sejam bem calibradas as curvas de sustentação e o valor do número de *Strouhal*, pois, como demonstraram os resultados anteriores, as amplitudes de reposta são muito sensíveis a estes parâmetros.

6. Conclusões e Sugestões para trabalhos futuros

Este trabalho tem por objetivo primário, avaliar o uso de metodologias de análise no domínio do tempo em problemas de movimentos induzidos por vórtices (VIM). Tais metodologias foram adaptadas de técnicas desenvolvidas e aplicadas na análise de vibrações induzidas por vórtices (VIV) em estruturas esbeltas. Por isso, também tornou-se alvo desta dissertação, avaliar a capacidade dessas técnicas em representar um problema que é de mesma natureza, porém, de escala distinta daquele para o qual foram desenvolvidas.

Escolheu-se estudar 3 (três) modelos numérico-empíricos para o cálculo das forças causadas pelo desprendimento de vórtices. Estes modelos caracterizam-se por utilizar coeficientes adimensionais obtidos experimentalmente. Estes coeficientes são dependentes da geometria e da rugosidade do corpo flutuante; do regime de escoamento (número de Reynolds); da amplitude e da frequência de vibração. Para o cálculo desses coeficientes, é necessário conhecer os valores de amplitude e frequência para cada passo de tempo da análise, o que resultou na utilização de uma técnica de processamento de sinais, o método de Prony (Anexo 2).

Para a realização deste estudo, foi necessário o desenvolvimento de um programa de análise dinâmica não linear para um corpo rígido com 6 (seis) graus de liberdade conectado a apoios elásticos. Neste programa, foram implementados os métodos supracitados. A linguagem adotada foi o FORTRAN.

Para avaliar os métodos adotados e o funcionamento do programa, foram elaborados dois exemplos. Ambos utilizam o mesmo cilindro (Plataforma), porém, diferem quanto às condições de apoio. O primeiro encontra-se conectado a um conjunto de molas lineares dispostas ao longo de sua parede nas direções globais “X” e “Y”. O segundo está conectado a três molas dispostas a 120° uma da outra. Nos dois exemplos, foram adotados amortecimentos com a finalidade de representar de forma aproximada os apêndices e o amortecimento devido às linhas existentes em um modelo real.

6.1. Conclusões

O primeiro exemplo foi submetido a análises com diversas velocidades reduzidas e diversos números de *Strouhal*. Os resultados encontrados demonstraram que os Modelos “1” e “2” são inadequados para representar o VIM. Por ambos possuírem uma única curva de sustentação, a amplitude de resposta em função da velocidade reduzida cresce de forma assintótica ao valor de cruzamento zero da curva. Além disso, o fato de utilizarem uma única curva, torna o modelo insensível à variação do número de *Strouhal*. O crescimento assintótico observado, difere dos resultados experimentais existentes em publicações e apresentados nessa dissertação.

Já o Modelo “3”, apresentou uma clara variação da amplitude de vibração em função da velocidade reduzida. Para este modelo, inicialmente o valor da amplitude cresce conforme a velocidade de corrente aumenta. No entanto, esse crescimento não é contínuo, e a curva de resposta a partir de uma certa velocidade começa a diminuir até que o fenômeno deixe de existir. Esse padrão de resposta é similar ao encontrado nos ensaios experimentais.

Os resultados encontrados também expuseram a importância da correta consideração do número de *Strouhal*. Diferentemente dos dois modelos anteriores, a variação desse parâmetro alterou de forma significativa a resposta da estrutura, modificando a faixa de velocidades para as quais o VIM ocorre, assim como, o valor máximo da amplitude de vibração. Essas alterações podem modificar de forma significativa o resultado de uma análise a fadiga de linhas conectadas à plataforma.

Conforme fora comentado no Capítulo 5, os três modelos apresentaram VIM dentro dos limites do critério de *lock-in* adotado, confirmando assim, o correto funcionamento do programa desenvolvido para esta dissertação. Observando os resultados obtidos, fica clara a necessidade de estimar de forma correta o amortecimento causado pelo sistema de linhas de ancoragem e *risers* e o amortecimento hidrodinâmico devido aos apêndices, pois, eles afetaram a amplitude máxima registrada conforme foi demonstrado no Capítulo 5.

Tendo em vista os resultados apresentados pelo Exemplo 1, não foram realizadas análises utilizando os Modelos “1” e “2” para o Exemplo 2, pois estes modelos, demonstraram-se inadequados para o fenômeno de VIM. Assim sendo, apenas o Modelo “3” foi aplicado ao Exemplo “2”.

O segundo exemplo visava avaliar dois problemas. Primeiramente, o comportamento da modelagem quando aplicada a uma estrutura conectada a um sistema de apoio não linear, ou seja, um sistema onde o período natural da estrutura estará em constante alteração devido à mudança na rigidez. Segundo, os efeitos do VIM na fadiga de um suposto SCR conectado ao corpo flutuante.

Os resultados referentes às análises de VIM apresentados para as diversas velocidades reduzidas foram satisfatórios, assemelhando-se aos encontrados no exemplo anterior e conseqüentemente aos dos ensaios. Assim como no Exemplo “1”, as curvas de reposta mantiveram-se dentro do intervalo permitido pelo critério de *lock-in*.

A análise de fadiga foi realizada utilizando-se perfis de corrente referentes às velocidades reduzidas utilizadas nas análises de VIM. Para cada velocidade foi realizada uma análise dinâmica, onde foi imposto ao topo do SCR um movimento harmônico com amplitude e fase similares aos encontrados nas análises de VIM. Além disso, também foi imposto ao topo o *offset* estático causado pelas forças de arrasto. Os resultados dessas análises alimentaram o programa ANFLEX [54] e depois o POSFAL [53], para avaliação do dano a vida útil a fadiga.

Os resultados da análise à fadiga do SCR, demonstraram que os movimentos impostos pelo VIM causaram um dano severo à conexão de topo do *riser*, resultando numa vida útil de apenas 10 anos. Embora trate-se de uma análise simplificada, os resultados são significativos, pois, a faixa de velocidades representada nas análises, correspondem a menos de 3% das condições ambientais atuantes, e foram suficientes para exigir a alteração do projeto da conexão de topo do SCR. Esse resultado reforça a importância da consideração dos movimentos induzidos por vórtices para o projeto de sistemas flutuantes sensíveis a ele. Deve-se salientar, que em uma análise a fadiga de projeto de um SCR, levaria em consideração a ação de outras cargas ambientais (onda e

vento), aumentando ainda mais o dano e conseqüentemente, diminuindo ainda mais a vida útil do *riser*.

Com os resultados apresentados, este trabalho concluiu seu objetivo de utilizar uma metodologia no domínio do tempo para a análise de VIM. Dentre os três modelos investigados, apenas o Modelo 3 apresentou resultados coerentes com os observados nos ensaios experimentais. Isso demonstra a capacidade e potencialidade desse modelo, que se for devidamente calibrado pode vir a se tornar uma ferramenta de projeto.

Se confirmados experimentalmente os resultados numéricos obtidos para o VIM, a consideração destes movimentos passará a ser uma condição *sine qua non* para o projeto de sistemas flutuantes e das estruturas a eles conectadas.

6.2. Sugestões para trabalhos futuros

Trabalhos futuros devem incluir o efeito de outros carregamentos ambientais atuando simultaneamente ao VIM, para avaliar o comportamento do método, pois, ele pode vir a apresentar uma instabilidade numérica caso a velocidade do fluido sofra variações muito rápidas devido à ação das ondas.

Sugere-se a realização de ensaios para estudo e determinação de curvas de sustentação e de amortecimento específicas para o VIM. Aconselha-se também a realização de um estudo para verificar quão gerais essas curvas podem ser, ou seja, se é necessária a calibração de uma família de curvas para cada tipo de estrutura.

É necessário estudar também, o comportamento na base do cilindro e na superfície livre, para determinar-se a influência deles sobre os movimentos causados pelo VIM.

Além das curvas de coeficiente de sustentação, é necessário reavaliar as funções que alteram o coeficiente de arrasto longitudinal, pois, como no VIM a estrutura apresenta velocidades transversais muito menores do que as observadas no VIV, espera-se que a mudança no valor do coeficiente de arrasto seja menor.

Em trabalhos futuros, deve-se estudar os efeitos do VIM sobre a massa adicionada, pois essa influenciará diretamente no comportamento da estrutura. O valor do número de *Strouhal* também deve ser alvo de uma investigação, já que, como os resultados demonstraram a resposta é sensível a ele. Também deve-se estudar outros modelos numéricos para a representação do fenômeno, como o oscilador de Van der Pol [11], que é um modelo matemático não linear capaz de representar o fenômeno auto-contido de movimento transversal encontrado no VIM.

Trabalhos futuros também devem avaliar o efeito de um perfil variável de velocidades atuando sobre a plataforma.

Sugere-se ainda, a realização de ensaios voltados ao estudo das forças oscilatórias longitudinais que aparecem devido ao desprendimento de vórtices. Tais forças já foram identificadas em estruturas submetidas ao VIV, mas não se tem notícia de informações sobre elas em estruturas submetidas ao VIM.

Bibliografia

- [1] Revista Petrobras, *O desafio das água ultraprofundas*, N°. 80 –2002.
- [2] Scientific American Brasil, *Petróleo*, Edição Especial N°. 3, 2004.
- [3] Offshore Magazine, *2007 Deepwater Solutions & Records for Concept Selection*, Maio 2007.
- [4] 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.
- [5] 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.
- [6] 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.
- [7] MARIN, *Report n° 91*, Abril de 2007.
- [8] MARIN, *Report n° 90*, Fevereiro de 2007.
- [9] MARIN, *Report n° 88*, Abril de 2006.
- [10] API, API RP 2S k, 2005, Recommended Practice for Planning, Designing and Analysis of Stationkeeping Systems for Floating Structures.

- [11] BLEVINS, R. D., *Flow-Induced Vibration*, 2nd Ed , Kreiger Publishing, Malabar, FL., 2001.
- [12] 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.
- [13] 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.
- [14] FINN, L., LAMBRAKOS, K.F., MAHER, J., *Time Domain Prediction of Riser VIV*, 4th *International Conference on Advances in Riser Technologies*, Aberdeen, May, 1999.
- [15] GRANT, G.R., LITTON, R.W., FINN, L., *Highly Compliant Rigid Risers: Field Test Benchmarking a Time Domain VIV Algorithm*, OTC 11995, Houston, Texas, USA, 2000.
- [16] GRANT, G.R., LITTON, R.W., MAMIDIPUDI, P., *Highly Compliant Rigid (HCR) Riser Model Test and Analysis*, OTC 10973, Houston, Texas, USA, 1999.
- [17] CHENG, Y., LAMBRAKOS, K.F. *Time Domain Computation of Riser VIV From Vessel Motions*, OMAE2006-92432, Hamburg, Germany, 2006.
- [18] *Floating Structures: a guide for design and analysis*, volume 1, OPL, 1998
- [19] FORTRAN 90 – *Compaq Visual Fortran6*, Compaq Computer Corporation, 2000
- [20] CHAKRABARTI, S. K., *Hydrodynamics of Offshore Structures*, Ed. WIT press, Southampton, 2001.
- [21] API-RP-2T, *Recommended Practice for Planning, Designing and Constructing Tension Leg Platforms – U.S.A*, 1987.

- [22] Det Norske Veritas, Offshore Standard DNV–OS–E301 – Position Mooring.
- [23] API-RP-2SM, Recommended Practice for Design, Manufacture, Installation, and Maintenance of Synthetic Fiber Ropes for Offshore Mooring, U.S.A., 2001.
- [24] 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, Grécia, 2005.
- [25] 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.
- [26] 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.
- [27] 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.
- [28] RIJKEN, O., LEVERETTE, S., DAVIES, K., “Vortex Induced Motions of Semi-Submersible with Four Square Columns”, *Deep Offshore Technology Conference*, New Orleans – USA , 2004.
- [29] RIBEIRO, E. J. B., 1999, *Análise Global do Riser Rígido Vertical de Produção em Plataformas Spar Buoy*. Dissertação de M.Sc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- [30] BATHE, K. J., *Finite Element Procedures in Engineering Analysis*, Prentice-Hall, Inc., Englewood Cliffs – New Jersey, 1982.

- [31] FRANCISS, R., 1999, *Vibrações Induzidas por Vórtices em Membros Esbeltos de Estruturas Offshore Flutuantes*. Tese de D.Sc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- [32] SANTOS, C.M.P.M., *Análise de Risers e Linhas de Ancoragem*. Dissertação de M.Sc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, Brasil, 1998.
- [33] MARTINS, CLOVIS DE ARRUDA, *Amortecimento Ativo para Reduzir Vibrações Induzidas por Vórtices em Risers*, Tese de Doutorado, Universidade de São Paulo/Poli, São Paulo, 1989.
- [34] COSTA, ENNIO CRUZ DA, *Mecânica dos Fluidos*, Editora Globo, Porto Alegre, 1973.
- [35] KOOPMAN, G.H., *The Vortex Wakes of Vibrating Cylinders at Low Reynolds Numbers*. Journal of Fluid Mechanics, vol. 28, pp. 501-512, 1967.
- [36] 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.
- [37] BRIDGE, C. D., WILLIS, N., WILDE, J. DE, “Development of SHEAR 7 Lift Curves for VIV Analysis and Application to Single Pipe and Bundle Risers”, *Offshore Technology Conference*, OTC- 17533, 2005.
- [38] LARSEN, C.M., VISKESTAD, K., YTTERVIK, R. AND PASSANO, E., *VIVANA, Theory Manual*, Project 513102, 2000.
- [39] VENUGOPAL, M., *Damping and Response Prediction of a Flexible Cylinder in a Current*, MIT, Cambridge, Massachusetts, USA, 1996.
- [40] VANDIVER, J. K. AND LI, L., *SHEAR7 Program Theoretical Manual*. Department of Ocean Engineering, MIT, Cambridge, Massachusetts, USA, 2005.

[41] MARPLE, S.L., *Digital Spectral Analysis with applications*, Prentice Hall, New Jersey, 1987.

[42] VANDIVER, J. K., JAISWAL V., “VIV Response Prediction of Long Risers with Variable Damping”, *International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, OMAE2007-29353, San Diego, Estados Unidos, 2007.

[43] AVELEDA, A.A., *Utilização de Sistemas de Alto Desempenho no Processamento de Sinais na Análise de Problemas de Vibrações Induzidas por Desprendimento de Vórtices em Estruturas Offshore*. Tese de doutorado, Programa de Engenharia Civil, COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, 2003.

[44] VANDIVER, J. K., JAISWAL, V., SWITHENBANK, S. B., JHINGRAN, V., “Fatigue Damage From High Mode Number Vortex-Induced Vibration”, *International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, OMAE2006-92409, Hamburgo, Alemanha, 2006.

[45] SOUSA, FERNANDO J. M., *Estatística de Longo Prazo da Resposta Aplicada à Análise de Risers Metálicos*. Dissertação de M.Sc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, Brasil, 2005.

[46] Det Norske Veritas, Recommended Practice DNV–RP–C203 – Fatigue Design of Offshore Steel Structures - 2005.

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

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

[49] 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.

[50] 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.

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

[52] 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.

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

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

Anexo 1 – Método de Prony

O método de Prony é uma técnica para aproximar uma amostra de dados (série) por uma combinação de exponenciais. Embora não seja uma técnica de estimação espectral, o método de Prony guarda uma semelhança com os algoritmos utilizados para estimar os parâmetros desse tipo de métodos (AR, ARMA – Processos auto-regressivos de estimação espectral).

Objetivo:

Extrair frequências, fases e amplitudes de um sinal discreto no tempo assumindo que este pode ser escrito na seguinte forma:

$$x(n) = \sum_{k=1}^n c_k \cdot \lambda_k^n$$

Onde λ é complexo.

Hipóteses:

- Sinal curto
- Sinal determinístico
- Sinal composto por número limitado de harmônicos

Extrai:

- Frequências
- Fases
- Amplitudes

Vantagem: Utiliza um pequeno conjunto de pontos.

Etapas:

1. Frequências
2. Amplitudes complexas

Metodologia:

Seja um sinal $\eta(i)$ e $S(i)$ seus últimos pontos de trás para frente. Fazemos:

$$-\sum_{k=1}^n a_k \cdot S(m+k+1) = S(m)$$

formando assim um sistema de equações onde n é o número de coeficientes e m o número de equações. Pode ser adotado um sistema superdeterminado onde $m > n$.

Na forma matricial:

$$-\begin{bmatrix} s[1] & s[-2] & \dots & s[n] \\ s[2] & s[-3] & \dots & s[n+1] \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ s[m] & s[m+1] & \dots & s[m+n-1] \end{bmatrix} \begin{bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ a_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} s[1] \\ s[2] \\ \cdot \\ \cdot \\ s[m] \end{bmatrix}$$

$$SS \cdot a = S$$

Onde a são os coeficientes a serem determinados.

Como pode-se ter $m > n$, faz-se uso do SVD de SS para resolver o sistema.

SVD:

$$SS_{m \times n} = U_{m \times n} \cdot W_{n \times n} \cdot V_{n \times n}^T ; \quad U \cdot U^T = U^T \cdot U = V^T \cdot V = V \cdot V^T = I$$

W é o SVD de SS , matriz diagonal

Assim:

$$-SS \cdot a = S$$

$$-U \cdot W \cdot V^T \cdot a = S$$

$$-W \cdot V^T \cdot a = U^T S$$

$$-V^T \cdot a = W^{-1} U^T S$$

$$\mathbf{a} = -\mathbf{V} \cdot \mathbf{W}^{-1} \cdot \mathbf{U}^T \cdot \mathbf{S}$$

Ao **vetor a** acrescenta-se o valor 1 (um) na primeira linha e em seguida inverte-o (a última linha passa a ser a primeira e sucessivamente). Chamaremos este novo vetor de **vetor v**. Assim as frequências complexas do sinal (λ) serão as raízes do polinômio cujos coeficientes vêm do vetor v .

Raízes de v : λ_k onde λ_k é complexo.

A aproximação do sinal será dada por:

$$x(n) = \sum_{k=1}^n c_k \cdot \lambda_k^n$$

Falta então descobrir o vetor c .

$$S(i) = \sum_{k=1}^n c_k \cdot \lambda_k^{m-i}$$

$$\begin{bmatrix} \lambda_1^{m-1} & \lambda_2^{m-1} & \dots & \lambda_n^{m-1} \\ \lambda_1^{m-2} & \lambda_2^{m-2} & \dots & \lambda_n^{m-2} \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \lambda_1^0 & \lambda_2^0 & \dots & \lambda_n^0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} c_1 \\ c_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ c_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} s[1] \\ s[2] \\ \cdot \\ \cdot \\ s[m] \end{bmatrix}$$

A matriz dos coeficientes λ é chamada de Matriz de Vandermonde e seus coeficientes são números complexos. Logo, para resolver este sistema em c deve-se usar o SVD complexo, o qual o Math-Cad não possui.

As frequências amplitudes e fases serão dadas por:

$$Amp_k = |c_k| + |c_k^*|$$

c^* é o conjugado de c

$$\phi_k = \tan^{-1} \left[\frac{\text{Im}(c_k)}{\text{Re}(c_k)} \right]$$

$$\theta_k = \tan^{-1} \left[\frac{\text{Im}(\lambda_k)}{\text{Re}(\lambda_k)} \right]$$

$$\varpi_k = \frac{\theta_k}{\Delta t}$$

Anexo 2 – Metodologia para Geração das Curvas do Coeficiente de Sustentação

Como dito anteriormente, as curvas utilizadas no programa desenvolvido para esta dissertação foram retiradas do manual do Programa Shear7 [40], a descrição de como calculá-las encontra-se na publicação [37]. As curvas utilizadas são descritas por duas parábolas que são definidas por quatro valores; o coeficiente de sustentação para amplitude zero (C_{L-A0}), a amplitude adimensional (A/D) para a qual o valor do coeficiente é máximo (A_{CL-MAX}), o coeficiente máximo (C_{L-MAX}) e a razão para a qual o coeficiente é igual a zero (A_{CL0}). As equações A. 1 e A. 2 descrevem as duas parábolas utilizadas. Na Figura A. 1 pode ser visto um esquema da construção dessas curvas.

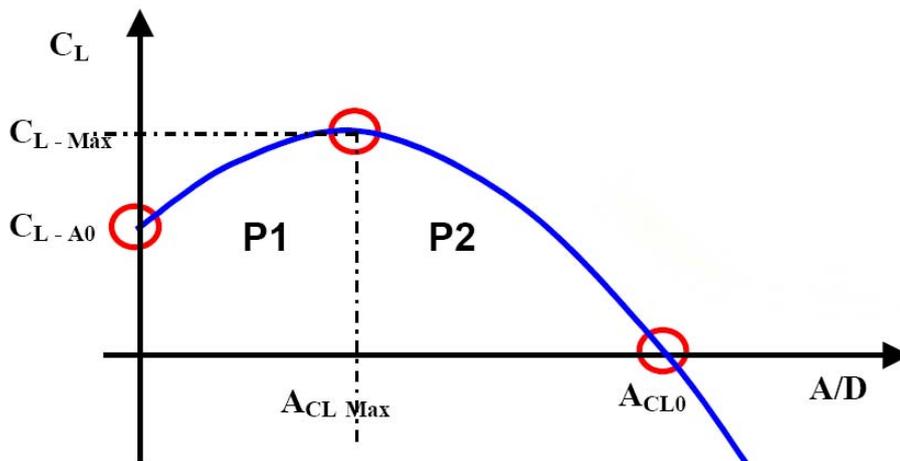


Figura A. 1 – Esquema para montagem das curvas de sustentação [37].

$$P1 = C_{L-MAX} - (C_{L-MAX} - C_{L-A0}) \times \left[\frac{A/D - A_{CL-MAX}}{A_{CL-MAX}} \right]^2 \quad (\text{A. 1})$$

$$P2 = C_{L-MAX} - C_{L-MAX} \times \left[\frac{A/D - A_{CL-MAX}}{A_{CL0} - A_{CL-MAX}} \right]^2 \quad (\text{A. 2})$$

A Tabela A. 1 mostra os dados utilizados para a construção das 26 curvas utilizadas e a Figura A. 2 apresenta este conjunto de curvas.

Tabela A. 1 – Dados utilizados para a construção das curvas

<i>Razão de Freq. (f_w/f_s)</i>	A_{CL0}	A_{CL-MAX}	C_{L-MAX}	C_{L-A0}
0.70	0.15	0.10	0.10	0.00
0.73	0.27	0.20	0.10	0.00
0.74	0.40	0.21	0.10	0.02
0.76	0.45	0.24	0.10	0.04
0.78	0.51	0.27	0.10	0.08
0.81	0.53	0.35	0.14	0.11
0.87	0.59	0.45	0.20	0.18
0.93	0.66	0.50	0.35	0.24
0.96	0.75	0.50	0.50	0.30
0.98	0.89	0.46	0.78	0.35
1.00	0.90	0.43	0.80	0.40
1.02	0.84	0.40	0.70	0.20
1.05	0.76	0.40	0.40	0.10
1.08	0.71	0.40	0.30	0.00
1.10	0.67	0.40	0.20	0.00
1.16	0.62	0.38	0.10	0.00
1.22	0.59	0.35	0.10	0.00
1.28	0.58	0.31	0.10	0.00
1.34	0.54	0.28	0.10	0.00
1.40	0.50	0.24	0.10	0.00
1.45	0.42	0.20	0.10	0.00
1.57	0.31	0.16	0.10	0.00
1.63	0.25	0.14	0.10	0.00
1.69	0.19	0.12	0.10	0.00
1.74	0.16	0.10	0.10	0.00
1.80	0.14	0.09	0.10	0.00

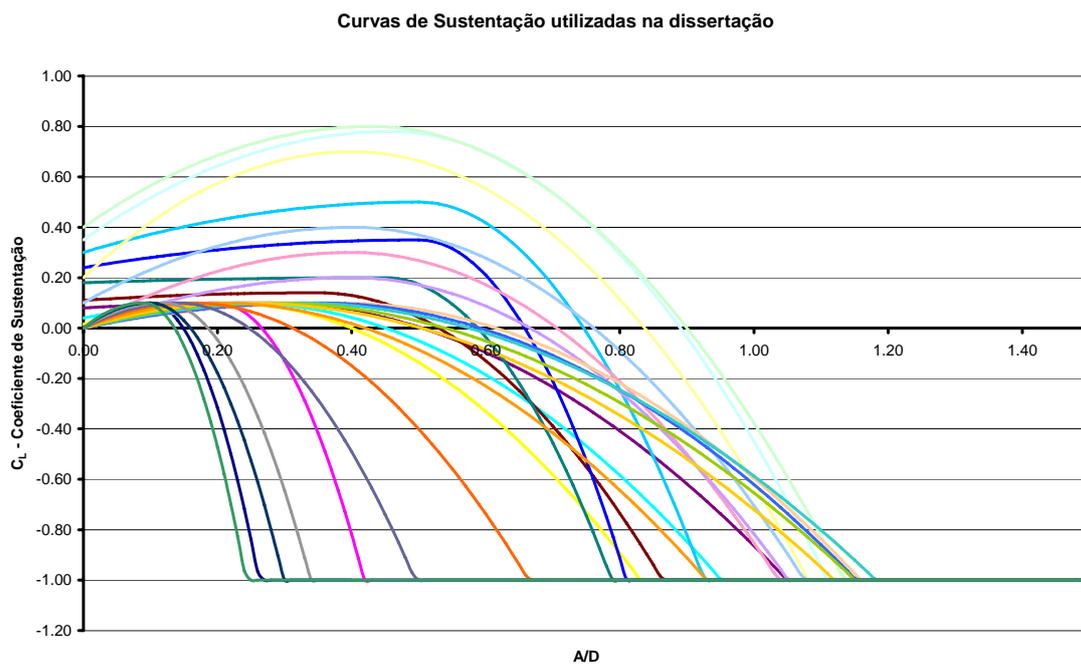


Figura A. 2 - Conjunto de curvas construídas a partir dos dados da Tabela A. 1.

Livros Grátis

(<http://www.livrosgratis.com.br>)

Milhares de Livros para Download:

[Baixar livros de Administração](#)

[Baixar livros de Agronomia](#)

[Baixar livros de Arquitetura](#)

[Baixar livros de Artes](#)

[Baixar livros de Astronomia](#)

[Baixar livros de Biologia Geral](#)

[Baixar livros de Ciência da Computação](#)

[Baixar livros de Ciência da Informação](#)

[Baixar livros de Ciência Política](#)

[Baixar livros de Ciências da Saúde](#)

[Baixar livros de Comunicação](#)

[Baixar livros do Conselho Nacional de Educação - CNE](#)

[Baixar livros de Defesa civil](#)

[Baixar livros de Direito](#)

[Baixar livros de Direitos humanos](#)

[Baixar livros de Economia](#)

[Baixar livros de Economia Doméstica](#)

[Baixar livros de Educação](#)

[Baixar livros de Educação - Trânsito](#)

[Baixar livros de Educação Física](#)

[Baixar livros de Engenharia Aeroespacial](#)

[Baixar livros de Farmácia](#)

[Baixar livros de Filosofia](#)

[Baixar livros de Física](#)

[Baixar livros de Geociências](#)

[Baixar livros de Geografia](#)

[Baixar livros de História](#)

[Baixar livros de Línguas](#)

[Baixar livros de Literatura](#)
[Baixar livros de Literatura de Cordel](#)
[Baixar livros de Literatura Infantil](#)
[Baixar livros de Matemática](#)
[Baixar livros de Medicina](#)
[Baixar livros de Medicina Veterinária](#)
[Baixar livros de Meio Ambiente](#)
[Baixar livros de Meteorologia](#)
[Baixar Monografias e TCC](#)
[Baixar livros Multidisciplinar](#)
[Baixar livros de Música](#)
[Baixar livros de Psicologia](#)
[Baixar livros de Química](#)
[Baixar livros de Saúde Coletiva](#)
[Baixar livros de Serviço Social](#)
[Baixar livros de Sociologia](#)
[Baixar livros de Teologia](#)
[Baixar livros de Trabalho](#)
[Baixar livros de Turismo](#)