



VIBRAÇÕES INDUZIDAS POR VÓRTICES EM ESTRUTURAS TIPO *JUMPERS* EM
ÁGUAS PROFUNDAS

Luciene Alves Brodsky

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

Orientadores: Gilberto Bruno Ellwanger
Antonio Carlos Fernandes

Rio de Janeiro
Setembro de 2017

VIBRAÇÕES INDUZIDAS POR VÓRTICES EM ESTRUTURAS TIPO *JUMPERS* EM
ÁGUAS PROFUNDAS

Luciene Alves Brodsky

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

Examinada por:

Prof. Gilberto Bruno Ellwanger, D.Sc.

Prof. Antonio Carlos Fernandes, Ph.D.

Prof. Carlos Antonio Levi da Conceição, Ph.D.

Dr. Marcelo Caire, D.Sc.

Prof. Ricardo Franciss, D.Sc.

Prof. Anderson Pereira, D.Sc.

RIO DE JANEIRO, RJ – BRASIL

SETEMBRO DE 2017

Brodsky, Luciene Alves

Vibrações Induzidas por Vórtices em Estruturas Tipo *Jumpers* em Águas Profundas/ Luciene Alves Brodsky. – Rio de Janeiro: UFRJ/COPPE, 2017.

XX, 145 p.: il.;29,7cm

Orientadores: Gilberto Bruno Ellwanger

Antonio Carlos Fernandes

Tese (doutorado) – UFRJ/ COPPE/ Programa de Engenharia Civil, 2017.

Referências Bibliográficas p.138 – 145.

1 – *Jumper* submarino. 2 – Análise experimental. 3 – Vibração Induzida por Vórtice *in-line*. 4 – Análise numérica. I. Ellwanger, Gilberto Bruno, *et al.* II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, COPPE, Programa de Engenharia Civil. III. Título.

À minha filha Sophia.

AGRADECIMENTOS

- A Deus, por tudo.
- Ao meu orientador, professor Gilberto Bruno Ellwanger, por ter me aceito, mais uma vez, como sua aluna. Pelo reconhecimento e contribuições importantes, que foram indispensáveis para que eu conseguisse chegar até aqui. Muito obrigada.
- Ao meu orientador, professor Antônio Carlos Fernandes, meu muito obrigada por ter aceitado o convite de também se tornar meu orientador e, por me ajudar de todas as formas possíveis a concretizar esse trabalho.
- Meu agradecimento especial ao meu amigo Thiago Lacerda, por toda ajuda e paciência que teve comigo. Foram inúmeras discussões, ensinamentos sobre as análises e tratamentos de dados experimentais. Noites acordado respondendo minhas dúvidas, aguentando minhas queixas e reclamações. Não tenho palavras para agradecer tudo que fez por mim. Muito obrigada Thiago por seu carinho, pela sua amizade, por sua torcida e pelo seu incentivo.
- Não posso deixar de agradecer um amigo internacional que fiz nessa jornada, Mohammad Mobasher Amini. Muito obrigada, querido amigo, pela parceria na realização dos ensaios experimentais.
- Aos meus amigos do Lacey, Victor, Cristiano e Cristina, por estarem sempre dispostos a me ajudar.
- Aos meus pais, Luiz Carlos e Fátima e minha irmã Luciana, por todo carinho e apoio que me deram. Por acreditarem na minha capacidade e por terem me ensinado a nunca desistir dos meus objetivos.
- À minha filha Sophia. Ainda é muito nova para saber e entender as noites mal dormidas da mamãe, a falta de tempo para brincar quando ela chega da escola ou por não poder sair com ela e o papai para brincar aos sábados no campo São Bento. Filha, um dia você entenderá e sentirá orgulho da mamãe. Esta tese é dedicada a você e a todo amor que sinto por você.
- Ao meu marido Fábio pelo apoio, ajuda e por sua compreensão.
- Por fim, agradeço a todos meus amigos que sempre me deram força e não me deixaram desanimar no meio do caminho.

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

VIBRAÇÕES INDUZIDAS POR VÓRTICES EM ESTRUTURAS TIPO *JUMPERS* EM ÁGUAS PROFUNDAS

Luciene Alves Brodsky

Setembro / 2017

Orientadores: Gilberto Bruno Ellwanger
Antonio Carlos Fernandes

Programa: Engenharia Civil

A busca por novas reservas de petróleo fez com que a indústria offshore buscasse meios de adequação aos novos tipos de ambiente: as águas profundas e ultra profundas. A demanda por dutos (rígidos e/ou flexíveis) fez com que as empresas do setor de óleo e gás não só investissem na produção dos equipamentos, mas também nos estudos de novas tecnologias.

Portanto, com a indústria petrolífera indo para águas cada vez mais profundas, as estruturas marítimas estão expostas a carregamentos extremos, motivando assim a busca por novas soluções e propostas de configurações para a exploração/exploração de petróleo. Dentre estas novas concepções podemos destacar o *jumper* rígido submarino.

Atualmente, ainda não existe uma literatura detalhada para análise de *jumpers* rígidos, e nem uma norma específica de projeto, o que faz com que a análise de fadiga desse tipo de estrutura seja muitas vezes desprezada, já que muitos projetistas consideram essa estrutura com comportamento eminentemente estático.

Será apresentado nesta tese um estudo comparativo do comportamento de um jumper submarino submetido a um fluxo de corrente uniforme utilizando o cálculo da DNVGL-RP-F105 (2017) pelo método de resposta e análises numéricas e experimentais de um modelo de *jumper* submarino modelado no tanque de corrente do LOC (Laboratório de Ondas e Correntes).

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

VORTEX INDUCED VIBRATION IN STRUCTURES TYPE JUMPERS IN DEEP
WATERS

Luciene Alves Brodsky

September/2017

Advisors: Gilberto Bruno Ellwanger
Antonio Carlos Fernandes

Departments: Civil Engineering

The research for new oil reserves has led the offshore industry to seek ways to adapt to the new types of environment: deep and ultra-deep waters. The demand for pipelines (rigid and / or flexible) meant that oil and gas companies not only invested in the production of equipment, but also in studies of new technologies.

Therefore, with the oil industry going to ever deeper waters, the maritime structures are exposed to extreme loads, motivating the research for new solutions and proposed configurations for oil exploration/exploitation. Among these new conceptions, we can highlight the rigid submarine jumper.

At present, there is not yet a detailed literature for the analysis of rigid jumpers, nor a specific design norm, which makes the fatigue analysis of this type of structure often neglected, since many designers consider this structure with eminent behavior static.

The objective of this thesis is a comparative study of the behavior of a subsea jumper submitted to a uniform current flow using the DNVGL-RP-F105 (2017) calculation by the response method and numerical and experimental analyzes of a subsea jumper model modeled in the current from the LOC (Waves and Currents Laboratory).

SUMÁRIO

CAPÍTULO I	1
INTRODUÇÃO E OBJETIVO	1
I.1. INTRODUÇÃO	1
I.2. MOTIVAÇÃO	5
I.3. OBJETIVO	7
I.4. ESTRUTURA DO TRABALHO	8
CAPÍTULO II	9
REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	9
II.1. INTRODUÇÃO	9
II.2. DEFINIÇÃO DE JUMPER	9
II.3. ESTADO DA ARTE	13
CAPÍTULO III	16
VIBRAÇÕES INDUZIDAS POR VÓRTICES.....	16
III.1. INTRODUÇÃO	16
III.2. ESTUDO DOS VÓRTICES	18
III.2.1. <i>Lock in (ressonância)</i>	27
III.2.2. <i>Força de sustentação e força de arrasto</i>	28
III.3. REDUÇÃO DAS VIBRAÇÕES INDUZIDAS POR VÓRTICES.	30
III.3.1. <i>Aumento do amortecimento reduzido</i>	30
III.3.2. <i>Evitar a ressonância</i>	31

III.3.3. Adicionar supressores de vórtices	32
III.4. CONSIDERAÇÃO DA VIV EM JUMPERS SUBMARINOS	34
CAPÍTULO IV.....	36
DESCRIÇÃO DA ANÁLISE DE VIV NO DOMÍNIO DA FREQUÊNCIA E DA METODOLOGIA DA DNV.....	36
IV.1. INTRODUÇÃO	36
IV.2. ANÁLISE NO DOMÍNIO DA FREQUÊNCIA (SHEAR 7).....	37
IV.2.1. Time-Sharing.....	40
IV.2.2. Cálculo da força modal, amplitude adimensional e amortecimento modal 41	
IV.2.3. Determinação do dano e vida útil de um riser devido à VIV	50
IV.3. FÓRMULAS ANALÍTICAS PARA CORRENTES UNIFORMES.....	52
IV.3.1. Amplitudes máximas	52
IV.4. CURVA S-N	54
IV.3.2. Cálculo do dano à fadiga	57
IV.5. DNV-RP-F105.....	58
IV.4.1. Histórico	58
IV.4.2. Critério Screening	59
IV.4.3. Tensão atuante	62
IV.4.4. Modelos de Resposta	62
CAPÍTULO V.....	69
ESTUDO DE CASO	69
V.1. INTRODUÇÃO	69
V.2. CRITÉRIOS PARA MODELAGEM.....	69

V.2.1.	<i>Escala</i>	71
V.2.2.	<i>Modelo Experimental proposto</i>	75
V.3.	MODELO NUMÉRICO – JUMPER COMPLETO	77
V.3.1.	<i>Modelo em escala reduzida</i>	83
V.4.	MODELAGEM DO JUMPER PARA REALIZAÇÃO DO ENSAIO	87
V.5.	O MODELO EXPERIMENTAL – JUMPER EM ESCALA REDUZIDA.....	89
V.5.1.	<i>Correntômetro</i>	91
V.5.2.	<i>Software Qualisys</i>	93
V.5.3.	<i>Ensaio A</i>	94
V.5.4.	<i>Ensaio B</i>	104
V.6.	MODELO NUMÉRICO BASEADO NO MODELO EXPERIMENTAL.....	111
CAPÍTULO VI		113
COMPARAÇÃO NUMÉRICA EXPERIMENTAL		113
VI.1.	INTRODUÇÃO	113
VI.2.	RESULTADOS SHEAR7 - JUMPER	113
VI.2.1.	<i>Variação da massa adicionada</i>	120
VI.3.	RESULTADOS SHEAR7 - SCR	122
CAPÍTULO VII		133
CONCLUSÕES E CONSIDERAÇÕES FINAIS		133
CAPÍTULO VIII		138
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS		138

LISTA DE FIGURAS

Figura I.1 – Jumper rígido (WOM, 2016).....	2
Figura I.2 - Comportamento da linha submetida a correntes marinhas [Tsukada, 2009].....	3
Figura I.3 – Jumper submarino [FMC Technologies acessado dia 05/07/2016].....	7
Figura II.1 – Configuração de jumper rígido em forma de M e U [BARROS, 2014]..	9
Figura II.2 – Configuração de equipamentos submarinos. [http://milenalacour.com/learn-about-subsea/ acessado dia 25/05/2014].....	10
Figura II.3 – Exemplo de lançamento de jumper vertical com strakes [THECROSSGROUP, 2015].	12
Figura II.4 - Exemplo de instalação de um jumper vertical sem supressores de vórtice [FMC site, acessado em 05/07/2015].....	12
Figura III.1 – Aeolus [Wikipedia – Aeolus].....	16
Figura III.2 – Observação dos vórtices por Leonardo da Vinci [leonardoda-vinci.org acessado dia 20/06/2017].	17
Figura III.3 – Esteira de vórtices de von Kármán [DYKE, 1982].	18
Figura III.4 - Processo de formação de vórtice introduzido por GERRARD (1966).	19
Figura III.5 – Descrição dos regimes de escoamento adaptado de [BLEVINS, 1990], [DYKE, 1982] e [ÁSSI, 2005].....	20
Figura III.6 - Relação entre o número de Reynolds e o número de Strouhal [BLEVINS, 1990].	21
Figura III.7 - Processo de formação da camada limite e esteira de vórtices [ÁSSI, 2005].....	22
Figura III.8 – Camada limite de uma placa plana [WHITE, 2001].	23
Figura III.9 – Camada limite próxima ao ponto de separação [SCHLICHTING, 1979].	23
Figura III.10 – VIV em um duto submarino [LARSEN et al. 2002].	25
Figura III.11– Vibrações in-line para $Re = 4 \times 10^4$ [KING, 1974].....	26
Figura III.12– Vibração in-line e cross-flow para cilindro com dois graus de liberdade e $Re = 10^3 - 10^4$ [TSAHALIS, 1984].....	26
Figura III.13–Região de lock-in [BLEVINS, 2001].	28

Figura III.14 – Força de sustentação (F_L) de força de arrasto (F_d)(adaptado de [LOPES, 2006]).	28
Figura III.15 – escoamento potencial ou ideal ao redor de um cilindro [POTTER e WIGGERT, 2004].	29
Figura III.16 – escoamento real ao redor de um cilindro [POTTER e WIGGERT, 2004].	29
Figura III.17–Amplitude de ressonância significativa para o modelo de seno ($y = \sin(\pi z / L)$) como função de amortecimento [BLEVINS, 2001].	31
Figura III.18– Supressores de vórtices: (a) helical strake; (b) shroud; (c) axial slats; (d) streamlined fairing; (e) splitter; (f) ribboned cable; (g) pivoted guiding vane; (h) spoiler plates [BLEVIN, 2001].	32
Figura III.19– Supressor de vórtice tipo helicoidal (strakes) [VIV SOLUTIONS, 2012].	33
Figura III.20– Supressor de vórtice tipo aerofólio (fairing) para riser de produção [VIV SOLUTIONS, 2012].	33
Figura III.21– Supressor de vórtice tipo aerofólio curto para riser de perfuração [VIV SOLUTIONS, 2012].	34
Figura IV.1 – Sistema para VIV transversal.	38
Figura IV.2 – Ilustração do princípio do time-sharing [VANDIVER, 2007].	40
Figura IV.3 - Balanço de energia para vibração em riser com fluxo de corrente turbulento [WU, et.al, 2017].	43
Figura IV.4 – Coeficiente de sustentação x amplitude adimensional [SANTOS, 2005].	44
Figura IV.5 – Gráfico do coeficiente de sustentação [VANDIVER & LI, 2005].	45
Figura IV.6 – Gráfico do coeficiente de sustentação pra diferentes razões entre a frequência natural e a frequência de shedding [LOPES, 2006].	45
Figura IV.7 – Curva de sustentação para o caso de VIV in-line [User Guide Shear7 4.9b].	46
Figura IV.8 – Região de excitação e amortecimento no jumper para uma corrente paralela ao perfil do jumper (fluxo axial puro) [User Guide Shear7 4.9b].	49
Figura IV.9 – Fluxograma de procedimento para análise de VIV no domínio da frequência [VANDIVER & LI, 2005].	51
Figura IV.10 – $(A/D)_{rms}^{IL}/(A/D)_{rms}^{CF}$ como função do número do modo cross-flow [DNV RP F104, 2010].	53

Figura IV.11 – Curva S-N padrão [Lemos, 2005].	55
Figura IV.12 – Exemplo de uma curva bi-linear [DNV RP F204, 2010].	56
Figura IV.13 – Curva S-N na água do mar com proteção catódica [DNV RP C203, 2011].	57
Figura IV.14 – Valores correspondentes ao gráfico da Figura IV.13 [DNV RP C203, 2011].	57
Figura IV.15 – Ilustração da amplitude de resposta VIV in-line versus a velocidade reduzida para parâmetro de estabilidade [DNVGL-RP-F105, 2017].	65
Figura IV.16 – Modelo para construção da curva de resposta [DNVRL-RP-F105, 2017].	65
Figura IV.17 – função de redução de intensidade de turbulência e ângulo de fluxo [DNVRL-RP-F105, 2017].	67
Figura IV.18 – Modelo de resposta cross-flow.	68
Figura V.1 – parâmetros físicos em VIV_{IL} [AMINI, 2015].	70
Figura V.2 – Modelo truncado proposto.	77
Figura V.3 – Configuração Near-Near do jumper [BARROS, 2014].	78
Figura V.4 – Configuração Nominal do jumper [BARROS, 2014].	78
Figura V.5 – Configuração Far-Far do jumper [BARROS, 2014].	78
Figura V.6 – Geometria do jumper de estudo adaptado de [BARROS, 2014].	79
Figura V.7 – Modelo no ANSYS.	80
Figura V.8 – Geometria do elemento SOLID186 [ANSYS Manual].	81
Figura V.9 – Detalhe da malha de elementos finitos na modelagem do jumper.	81
Figura V.10 – Deformada associada ao 1° modo de vibração – VIV in-line ($f_1 = 0.394$ Hz).	83
Figura V.11 - Deformada associada ao 2° modo de vibração – VIV coss-flow ($f_2 = 0.877$ Hz)	83
Figura V.12 – Aplicação do Momento M_x no modelo do jumper completo (“M”).	84
Figura V.13 – Deformação de cisalhamento no modelo do jumper completo.	85
Figura V.14 – Resultado da deformação total para o modelo do jumper em escala real.	85
Figura V.15 – Resultado da deformação total para o modelo do jumper em escala reduzida ($\lambda = 25$).	86
Figura V.16 – Figura esquemática do experimento e comprimento limitante do tanque.	87

Figura V.17 – Visão geral do tanque no LOC.	88
Figura V.18 – Mola do ensaio experimental.....	89
Figura V.19 – Modelo montado no tanque.....	90
Figura V.20 – Painel de controle para controlar a velocidade do fluxo de água.....	91
Figura V.21 – Figura de um correntômetro [AMINI, 2015].	92
Figura V.22 – Correntômetro usado no ensaio experimental.	92
Figura V.23 – Software para ler e gravar a velocidade da corrente no tanque.....	93
Figura V.24 – Diagrama esquemático do qualisys.....	94
Figura V.25 – Resposta de um sistema submetido à vibração livre amortecida com seus picos de amplitude [HARRIS,2002].	95
Figura V. 26 - resposta do sistema submetido à vibração livre amortecida – Ensaio A.	97
Figura V.27 - Sinal da função Decremento Logaritmo para o ensaio A.....	97
Figura V.28 – Gráfico do espectro do primeiro caso do ensaio A.....	98
Figura V.29 – Caso 1 do ensaio A com velocidade experimental de 0.04 m/s ($V_r = 1,07$).....	99
Figura V.30 – Caso 1 do ensaio A com sinal filtrado.	99
Figura V.31 - Gráfico da amplitude pela velocidade reduzida para os 33 casos experimentais do ensaio A.	100
Figura V.32 - Gráfico comparativo da análise experimental (A) com a regra da DNVGL-RP-F105 (2017).	101
Figura V.33 – Representação esquemática para cálculo da rigidez da mola.....	102
Figura V.34 – Gráfico do arrasto pela velocidade experimental (ensaio 16/12/2016).	103
Figura V.35 – Gráfico do momento de torção pelo ângulo de torção ensaio 16/12/2016).	103
Figura V.36 – Comparação entre as velocidades experimentais dos ensaios A e B.	104
Figura V.37 - Resposta do sistema submetido à vibração livre amortecida – caso 1(21/12/2016).	105
Figura V.38 - Sinal da função Decremento Logaritmo para o caso 1.	105
Figura V.39 - Gráfico do espectro do quarto caso do ensaio B.	106
Figura V.40 - Caso 4 do ensaio B com velocidade experimental de 0.098 m/s ($V_r = 2,90$).....	107
Figura V.41 – Caso 4 do ensaio B com sinal filtrado.	107

Figura V.42 – Gráfico da amplitude pela velocidade reduzida para os 25 casos experimentais do ensaio B.	108
Figura V.43 - Gráfico comparativo da análise experimental (B) com a regra da DNVGL-RP-F105 (2017).	109
Figura V.44 – Comparação entre as amplitudes dos ensaios A e B pela sua respectiva velocidade reduzida.	109
Figura V.45 – Comparação entre o arrasto dos ensaios A e B.	110
Figura V.46 – Gráfico comparativo entre o momento de torção pelo ângulo de torção dos ensaios A e B.	111
Figura V.47 – Modelo numérico baseado no modelo experimental – Primeiro modo VIV IL.	112
Figura VI.1 – Forma de incidência da corrente fora do eixo longitudinal do <i>jumper</i> (a) modelo jumper real; (b) modelo reduzido ensaiado.	115
Figura VI.2 – Forma de incidência da corrente como entrada no programa Shear7 fora do plano – corrente out-of-plane.	115
Figura VI.3 – Comparação da amplitude in-line para a velocidade experimental de 0,062 m/s entre o modelo ensaiado e o modelo em tamanho real do jumper.	117
Figura VI.4 – Comparação de A_{IL}/D para 10 diferentes velocidades reduzida.	118
Figura VI.5 – Comparação de A_{IL}/D entre o Shear7, as recomendações práticas da DNV e o ensaiado.	119
Figura VI.6 – Comparação de A_{IL}/D para $V_r = 3,94$	120
Figura VI.7 - Comparação da amplitude in-line entre o ensaio experimental e análise numérica realizada pelo programa Shear7.	121
Figura VI.8 - Comparação da amplitude in-line entre ensaio experimental e análise numérica realizada pelas recomendações práticas da DNVGL-RP-F105 (2017).	122
Figura VI.9 – Direção da corrente in-plane.	124
Figura VI.10 – Perfil de corrente no plano da catenária.	124
Figura VI.11 – Direção da corrente out-of-plane.	125
Figura VI.12 – Perfil de corrente fora do plano da catenária.	125
Figura VI.13 – Comparação entre a frequência in-plane e out-of-plane.	126
Figura VI.14 – Dano devido à VIV in-line corrente anual.	127
Figura VI.15 - Dano devido à VIV in-line corrente decenária.	127
Figura VI.16 - Dano devido à VIV in-line corrente centenária.	128
Figura VI.17 - Dano devido à VIV cross-flow corrente anual.	128

Figura VI.18 - Dano devido à VIV cross-flow corrente decenária.	129
Figura VI.19 - Dano devido à VIV cross-flow corrente centenária.	129

LISTA DE TABELAS

Tabela IV.1 – Curvas de sustentação para VIV in-line [User Guide Shear7 4.9b]..	46
Tabela IV.2 – Comparação entre parâmetros de entrada no programa Shear7 [User Guide Shear7 4.9b].	47
Tabela IV.3 – Coeficientes da condição de contorno. [DNVGL-RP-F105, 2017]....	61
Tabela V.1 – Unidades parâmetros adimensionais.....	70
Tabela V.2 – parâmetros adimensionais.....	71
Tabela V.3 – Parâmetros para o jumper real e para o modelo reduzido.	75
Tabela V.4 – Valores dos parâmetros para o jumper real e o modelo reduzido....	76
Tabela V.5 – Geometria do jumper.	79
Tabela V.6 – Dados do duto e do fluido interno.....	79
Tabela V.7 – Frequências naturais do jumper pelo Ansys.....	82
Tabela V.8 – Comparação dos resultados das frequências para diferentes modelos de jumper.....	86
Tabela V.9 - Resultados dos ensaios de amortecimento e frequência natural (16/12/2016).....	96
Tabela V.10 - Resultados dos ensaios de amortecimento e frequência natural (21/12/2016).....	104
Tabela V.11 – Rigidez da mola nos ensaios A e B.	110
Tabela V.12 – Dados para modelo numérico extraídos dos dados experimentais.	111
Tabela VI.1– Parâmetros Shear7 para VIV in-line.	114
Tabela VI.2 – Velocidade de corrente usadas no estudo comparativo.....	116
Tabela VI.3 – Amplitudes in-line adimensionais para as 10 primeiras velocidades ensaiadas no dia 21/12/2016.	118
Tabela VI.4 – Principais Características do riser da P18.....	123
Tabela VI.5 – Resultados corrente out-of-plane.....	130
Tabela VI.6 – Resultados corrente inplane.	131
Tabela VI.7 – Curva de lift conservativa para corrente cross-flow.....	132
Tabela VI.8 - Resultados corrente in-plane com curva de lift 1 (C_{L1}) para VIV-CF e 7 para VIV-IL (C_{L7}).	132

SIMBOLOGIA

Alfabeto Romano

A – Amplitude de oscilação (m)

A/D – Amplitude adimensional

BANDA – largura de banda da região de *lock-in*

CF – sufixo de *cross-flow*

CSF – fator de contribuição do concreto à rigidez $\left(CSF = k_c \left(\frac{EI_{conc}}{EI_{aço}} \right)^{0,75} \right)$ onde k_c

é a constante empírica definida em função do tipo anticorrosivo aplicado ao duto.

C_A – Coeficiente de massa adicionada

C_D – Coeficiente de arrasto (*drag*)

C_L – Coeficiente de sustentação (*lift*)

C_M – Coeficiente de inércia

C_n – amortecimento modal hidrodinâmico

D – Diâmetro do Cilindro

D_e – Diâmetro externo

D_h – Diâmetro hidrodinâmico

D_r – Dano à fadiga

D(t) – taxa de dano acumulado

D(z) – dano total

E – módulo de Young

EI – rigidez a flexão

F_D – força de arrasto (*drag*)

F_L – força de sustentação (*lift*)

f_n – frequência natural (Hz)

f_s – frequência de shedding (Hz)

f_v – frequência de vibração (Hz)

I – momento de inércia do duto

IL – sufixo de *in-line*

ISOPE - *International Offshore and Polar Engineering Conference*.

K – matriz de rigidez não linear

K_c – número de Keulegan-Carpenter

K_s – parâmetro de estabilidade

L – comprimento do riser

L_{eff} – comprimento efetivo do riser ($L_{eff} = L_s + 2L_{SH}$)

L_s – comprimento suspenso

L_{SH} – comprimento necessário do duto sobre o solo para suportar o peso da metade do comprimento suspenso.

m – massa por unidade de comprimento

m_a – massa adicionada

m_e – massa efetiva

MIT - *Massachusetts Institute of Technology*

M_n – Massa modal

n – modo

OMAE - *International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering.*

OTC - *Offshore Technology Conference.*

P_e – carga crítica de flambagem de Euler

P_{cr} – força crítica de flambagem

P_n – força modal

PLEM – Pipeline End Manifold

PLET – Pipeline End Termination

Re – Número de Reynolds

RMS – *Root mean square*

S – dupla amplitude de tensão

SCR – *Steel Catenary Riser*

SCF – *Stress concentration factor*

S_{eff} – força axial efetiva

S-N – curva S-N

$S_{r,rms}$ – tensão

St – Número de Strouhal

T – período

T(s) - Tração

TDP – *Touch Down Point*

TLP – *Tension Leg Platform*

U – Velocidade do escoamento

U_m – Velocidade média do escoamento

VIV – Vibrações induzidas por vórtices

V_r – velocidade reduzida

Y – modo de vibração

Y''_n – curvatura para o modo n

Alfabeto Grego

α e β – intervalo de velocidade reduzida onde ocorre excitação

Γ - função gama

δ – deflexão estática do duto

δ_m - excentricidade causada pela ovalização

ζ – razão de amortecimento

ζ_s – amortecimento estrutural

ζ_h – amortecimento hidrodinâmico

ν - viscosidade cinemática do fluido

ξ_s - Taxa de amortecimento estrutural

π_n - energia de excitação associada a cada modo

ρ_w - densidade do fluido externo

σ_f – tensão limite de fadiga

σ_m – tensão média

σ_u – tensão limite de resistência

σ_y – tensão de escoamento do material

ψ_n - função de forma do modo

ω_N - frequência angular natural (rad/s)

ω_s - frequência angular de desprendimento de vórtices (rad/s)

ω_r - frequência para o modo ressonante (rad/s)

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO E OBJETIVO

I.1. Introdução

A busca por novas reservas de petróleo fez com que a indústria offshore buscasse meios de adequação aos novos tipos de ambiente: as águas profundas e ultra profundas. A demanda por dutos (rígidos e/ou flexíveis) fez com que as empresas do setor de óleo e gás não só investissem no aprimoramento dos equipamentos existentes, mas também nos estudos de novas tecnologias.

Algumas características favoráveis aos *risers* rígidos tais como: baixo custo, maior capacidade estrutural em relação aos flexíveis e a possibilidade de grandes diâmetros permitindo maiores vazões, se tornaram altamente atraentes no setor petrolífero.

Portanto, com a indústria petrolífera indo para águas cada vez mais profundas, as estruturas marítimas estão expostas a carregamentos extremos, motivando assim a busca por novas soluções e propostas de configurações para a exploração/exploração de petróleo. Dentre estas novas concepções, podemos destacar o *jumper* rígido submarino.

De acordo com a *API Recommended Practice 17A, [Design and Operation of Subsea Production Systems—General Requirements and Recommendations, Fourth Edition, 2011]*, "o *jumper* é um segmento curto de tubo flexível com uma metade de conector em cada extremidade. Um *jumper* é comumente usado para conectar linhas de fluxo e/ou instalações submarinas em conjunto, isto é uma linha de fluxo submarino para um tubo rígido montado instalado em uma plataforma de produção".

Em outras palavras, o *jumper* rígido (Figura I.1) é uma estrutura de duto que permite a conexão entre dois equipamentos submarinos e também agrega flexibilidade para acomodar grande deslocamento final de ciclos de pressão e temperatura ao conjunto submarino montado.

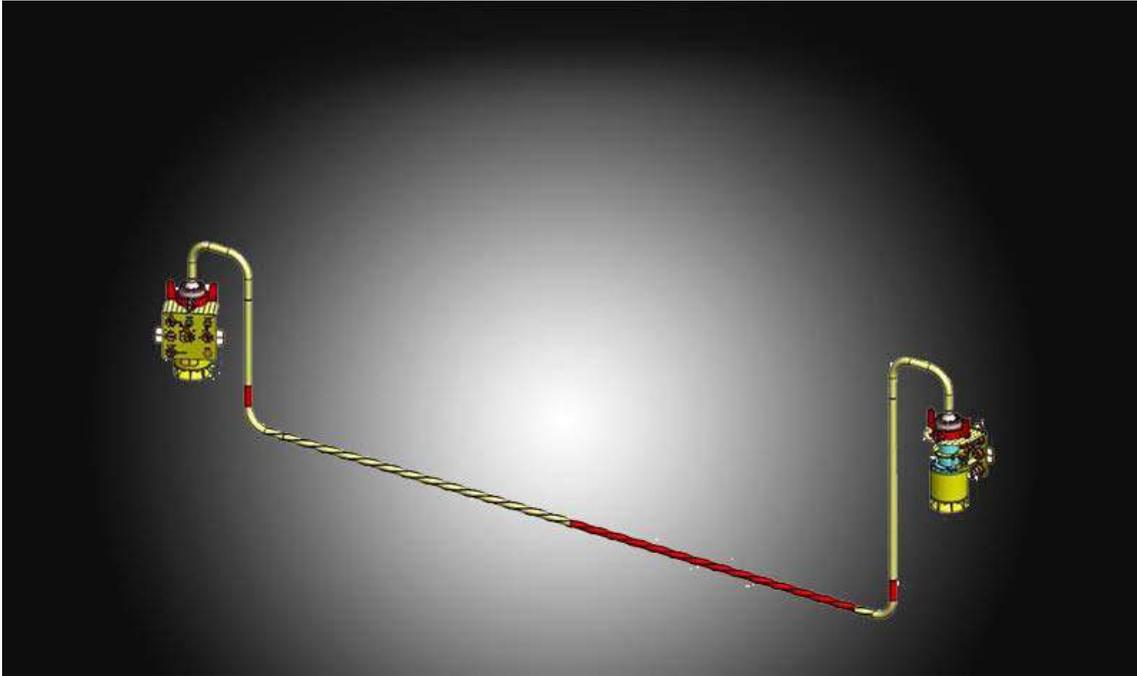


Figura I.1 – *Jumper* rígido (WOM, 2016).

Um grande desafio no dimensionamento de um *jumper* rígido seria devido às correntes no fundo do mar. Muitos dados de correntes oceânicas têm comprovado que há altas correntes no fundo do mar [CARRUTH *et al.*, 2007] e isso faz com que uma grande configuração sem suporte no *jumper* possa estar propensa a vibrações que podem resultar em danos por fadiga do sistema.

Os danos devido à fadiga em *jumpers* rígidos são decorrentes principalmente por dois fatores:

- ✓ Fadiga térmica.
- ✓ Fadiga devida às vibrações induzidas por vórtices.

O dano devido à fadiga térmica é originado por ciclos de operação no campo como conformidade, *shut-down* (fechamento do tanque), flutuação de pressão e temperatura causando variações de tensão na solda [JUN, 2013]. Uma solução para reduzir esse dano seria aumentando a flexibilidade do duto.

Os danos devidos às vibrações induzidas por vórtices (VIV) nos *jumpers* rígidos são oriundos das correntes no fundo do mar. A VIV será explicada detalhadamente mais adiante, mas basicamente define-se como forças oscilatórias causada pelas correntes marinhas oriundas do escoamento e do desprendimento de vórtices.

Atualmente, ainda não existe uma literatura detalhada para análise de *jumpers* rígidos, e nem uma norma específica de projeto, o que faz com que a análise de fadiga desse tipo de estrutura seja muitas vezes desprezada, já que muitos projetistas consideram essa estrutura com comportamento eminentemente estático.

O fenômeno de vibrações induzidas por vórtices é uma ciência incerta, pois apresenta uma forte não linearidade entre a força devido ao desprendimento de vórtice e a resposta do cilindro. É um fenômeno auto excitado, ou seja, uma vez que ele tenha iniciado ele permanecerá ocorrendo a não ser que as condições ambientais sejam alteradas e auto-contido, pois conforme a amplitude de vibração aumenta o próprio movimento da estrutura desestabiliza a formação de vórtices impedindo que ocorra um fenômeno de galope, onde as amplitudes de vibração aumentariam indefinidamente causando o colapso da estrutura.

Para que ocorra a VIV, é necessário que a velocidade da corrente esteja numa faixa de velocidades que causam um desprendimento de vórtices numa frequência próxima de uma das frequências naturais da estrutura.

A Figura I.2 mostra um desenho esquemático do comportamento da linha quando submetida a correntes marinhas.

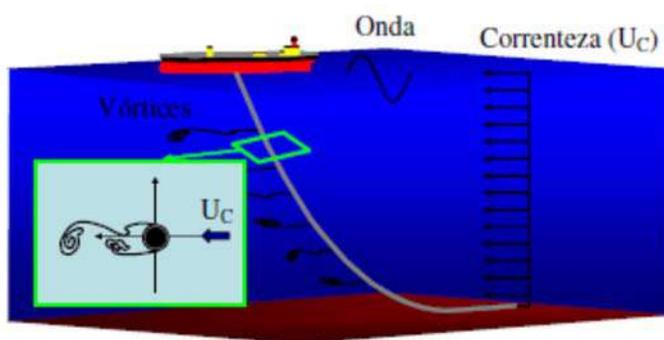


Figura I.2 - Comportamento da linha submetida a correntes marinhas [Tsukada, 2009].

Dada à complexidade do fenômeno, faz-se necessário o uso de ferramentas computacionais para a avaliação e estimativa das forças de VIV.

Os principais programas para a análise de VIV estão baseados em modelos empíricos ou semi-empíricos, ou seja, necessitam o uso de dados obtidos experimentalmente, em ensaios conduzidos em laboratórios com o uso de cilindros rígidos ou elementos flexíveis relativamente curtos.

A análise do fenômeno de VIV pode ser feita no domínio do tempo ou no domínio da frequência. Neste trabalho, foi utilizada análise no domínio da frequência que é considerada uma ferramenta alternativa viável para verificação do dano à fadiga.

Atualmente, existem várias ferramentas computacionais, no domínio da frequência, empregadas para a determinação da VIV, mas as mais aceitas no meio profissional e acadêmico são: SHEAR7 [VANDIVER, 1999], VIVA [TRYANTAFYLLOU, 2010] e VIVANA [LARSEN, 2000]. Nesta tese, foi realizado o estudo apenas com o programa SHEAR7.

O programa SHEAR7 está baseado na superposição de modos naturais. O programa tenta identificar quais modos são mais prováveis de serem excitados a partir da análise modal da estrutura esbelta. Com isso, ele obtém a solução estacionária da amplitude transversal ao escoamento do movimento devido à VIV, a tensão RMS, deslocamento RMS, dano e, conseqüentemente, a vida útil à fadiga. Nele, também é capaz de serem modeladas seções de *riser* com dispositivos de supressão de vórtices. O programa calcula a resposta estrutural através de superposições e iterações para buscar o equilíbrio entre as forças de sustentação e as forças de dissipação viscosa distribuída ao longo do elemento esbelto. Essa ferramenta foi concebida para elementos verticais no plano sendo, portanto, necessária uma aproximação para SCRs em catenária, por exemplo.

O programa VIVA apresenta metodologia similar à do programa SHEAR7, mas nele é feita a atualização das frequências naturais da estrutura de acordo com alterações da massa adicional. O software permite de uma forma simplificada, a análise tridimensional de SCR e *lazy-wave*. As amplitudes de movimento são analisadas a partir de uma base de dados do comportamento do coeficiente de sustentação que pode estar em fase ou anti-fase com relação à velocidade.

Desenvolvido por [LARSEN, *et al.*, 2000], o programa VIVANA considera a variação da massa adicionada na determinação prévia das frequências de excitação e também dos modos potencialmente excitados. A consideração da massa adicionada é feita através de um processo iterativo durante o cálculo de vibrações livres, onde essa massa vai sendo alterada de acordo com a razão de frequências (ω_s/ω_v) até atingir a convergência.

A [DNVGL-RP-F105, 2017] é um guia de práticas recomendadas (*Recommended Practice* – RP) mais utilizadas para dimensionamento de dutos em vãos livres. Esta norma fornece formulações para cálculo de frequências naturais, modelo de resposta de vibração, bem como cálculos de vida útil e nível de tensão em vãos livres, sob a limitação de respostas aproximadas.

Este guia apresenta dois tipos de modelo de avaliação das amplitudes de movimento: modelo de resposta e modelo de força.

O modelo de resposta calcula a fadiga pela avaliação dos movimentos cíclicos horizontais e verticais do duto em função da VIV, ocasionados pela atuação da corrente marinha em águas ultra profunda.

O modelo de força calcula a fadiga oriunda dos movimentos cíclicos causados pela ação da onda aplicada apenas no plano do escoamento (horizontal).

Como já dito anteriormente, não há até os dias de hoje, uma formulação exata para o cálculo de fadiga devida às VIV em *jumpers* rígidos. A maioria dos projetistas utiliza a DNVGL-RP-F105 (2017) para o cálculo da fadiga em *jumpers*, mas o resultado muitas vezes pode estar dimensionado de forma equivocada.

A modelagem de um sistema de *jumper* submarino é difícil, uma vez que a modelagem completa em uma escala apropriada é uma tarefa difícil. Portanto, várias simplificações, na modelagem do *jumper*, são necessárias em função das limitações de ferramentas computacionais existentes.

Portanto, será apresentado, nesta tese, um estudo comparativo do comportamento de um *jumper* submarino submetido a um fluxo de corrente uniforme, utilizando o cálculo da DNVGL-RP-F105 (2017) pelo método de resposta, análises numéricas utilizando o programa Shear7 e análises experimentais de um modelo de *jumper* submarino modelado no tanque de corrente do LOC (Laboratório de Ondas e Correntes).

1.2. Motivação

A dificuldade de se explorar/explotar o petróleo atualmente é exatamente a profundidade onde o equipamento está instalado e as linhas de produção devem ser seguras para tais atividades. A plena compreensão da dinâmica do comportamento desses equipamentos é vital para o sucesso da produção e operação offshore,

devido a problemas ambientais que podem ocorrer em um acidente e à grande quantidade de recursos econômicos e humanos envolvidos.

Diversos autores vêm estudando, ao longo dos anos, os problemas que as VIV podem causar à estrutura. [SARPKAYA, 1978] realizou ensaios experimentais com cilindros forçados a oscilar e reportou máximas amplitudes de oscilações de 0,9 vezes o diâmetro do cilindro. [VIKESTAD, 1998] e [GOVARDHAN & WILLIAMSON, 2000] apresentaram resultados de experimentos conduzidos em cilindros rígidos montados sobre molas e reportaram amplitude máximas de oscilações de 1,13 e 1,19 vezes o diâmetro dos cilindros, respectivamente.

O fenômeno de desprendimento de vórtices, até hoje, é um tema controverso no meio técnico e científico e, não há ainda na indústria petrolífera um método de avaliação preciso de VIV em *jumpers* rígidos submarinos.

As funções principais do *jumper* submarino (Figura I.3) estão listadas a seguir:

- É um conector de transporte de fluidos entre dois componentes de produção submarinos, como *risers* e *manifold*.

- Pode ser usado para resolver os problemas causados pelo layout dos sistemas submarinos e as irregularidades de batimetria no solo.

- Absorve a expansão térmica das linhas que deslocam as estruturas conectadas pelo *jumper*.

- Fornece flexibilidade para absorver os deslocamentos gerados.

O *jumper* deve ser projetado de forma a suportar as cargas funcionais (instalação, carregamento e ambiental), a carga de fadiga devido ao ciclo de uso e ao efeito da vibração induzida por vórtices (VIV).

O *jumper* submarino pode ser classificado em dois tipos:

- *Jumper* rígido onde basicamente é constituído por tubos de aço.
- *Jumper* flexível o qual é feito por estruturas compostas, polímeros entre outros materiais flexíveis.

Os *jumpers* flexíveis que ligam a boia à unidade flutuante não fazem parte do escopo desta tese.

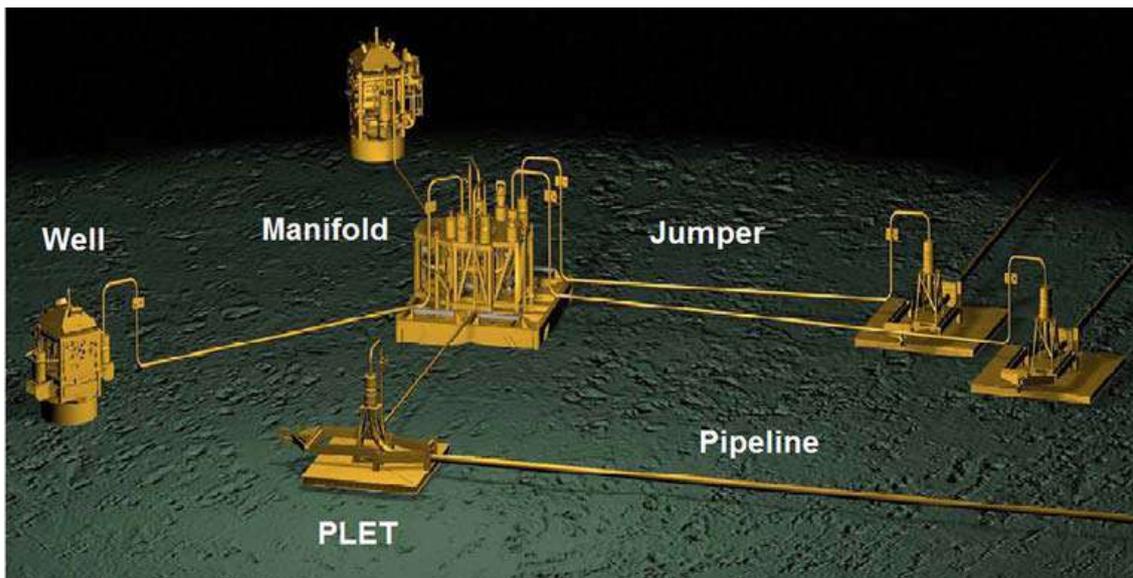


Figura I.3 – Jumper submarino [FMC Technologies acessado dia 05/07/2016].

I.3. Objetivo

O objetivo principal do presente trabalho foi observar o comportamento dinâmico do *jumper* devido às vibrações induzidas por vórtices *in-line* (VIV_{IL}), ou seja, a vibração que ocorre no *jumper* quando esta acontece no mesmo sentido do fluxo da corrente.

Já a *VIV cross flow* (VIV_{CF}), que é a vibração que ocorre na estrutura perpendicularmente ao sentido do fluxo da corrente, não foi levada em consideração, devido ao fato de que, uma estrutura como o *jumper*, possui uma rigidez muito maior nesse sentido, devido as partes verticais que o compõe.

Ao longo desta tese, foram utilizadas o método de elementos finitos para a realização da análise estrutural e modal da estrutura, a fim de se obter os modos, frequências e curvaturas que alimentaram as análises numéricas com o programa Shear7. Análises experimentais de um *jumper* foram realizadas num tanque de ondas e correntes a fim de se observar o comportamento do *jumper* com a passagem de corrente.

A fim de se avaliar o efeito das vibrações induzidas por vórtices na direção da corrente (VIV_{IL}) em outras estruturas submarinas, optou-se por verificar também o efeito da *VIV in-line* em um SCR (*Steel Catenary Riser*) e a influência que esta vibração exerce sobre uma estrutura esbelta.

I.4. Estrutura do trabalho

Esta tese se encontra dividida em oito capítulos, dos quais a introdução corresponde ao primeiro capítulo:

O CAPÍTULO II apresenta uma revisão bibliográfica sobre trabalhos referentes à *jumpers*, e também são introduzidos conceitos básicos sobre o tema proposto para esta tese.

O CAPÍTULO III apresenta uma breve explanação sobre o fenômeno de vibrações induzidas por vórtices, bem como os parâmetros hidrodinâmicos relacionados a esse fenômeno.

O CAPÍTULO IV apresenta a formulação teórica das análises de vibrações induzidas por vórtices no domínio da frequência, a formulação da DNVGL-RP-F105 (2017) e a metodologia adotada para o caso de *jumpers* rígidos submarinos.

O CAPÍTULO V apresenta os estudos de caso de dois ensaios experimentais feitos com modelagem reduzida no canal do LOC (Laboratório de Ondas e correntes da COPPE/UFRJ) a fim de se avaliar a ocorrência de vibrações induzidas por vórtices na direção do fluxo de corrente (VIV_{IL}) e comparar os resultados as ferramentas numéricas no domínio da frequência.

O CAPÍTULO VI apresenta uma comparação numérica experimental em que foi feito um estudo comparativo com os resultados das amplitudes encontradas no Capítulo V, com a metodologia de cálculo da amplitude apresentada nas recomendações práticas da DNV e também através do programa comercial Shear7 versão 4.6. Apresenta também um estudo em um SCR a fim de se avaliar o efeito da VIV_{IL} ($VIV_{in-line}$) em estruturas esbeltas.

O CAPÍTULO VII apresenta os resultados e resume as principais conclusões obtidas com esses estudos. No final, ainda são apresentadas algumas recomendações para trabalhos futuros.

NO CAPÍTULO VIII, encontram-se as referências bibliográficas que foram utilizadas ao longo desta tese.

CAPÍTULO II

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

II.1. Introdução

Este capítulo apresenta a definição e conceito de *jumpers* rígidos submarinos e uma revisão bibliográfica sobre as análises de *jumpers*, encontrados em trabalhos científicos publicados em congressos ou revistas especializadas.

II.2. Definição de *Jumper*

Jumpers rígidos caracterizam-se por apresentar seções curtas de duto, geralmente de aço, com elementos curvos (*bends*), ou juntas no caso do “elbows”, que podem ser ligados de diversas formas, sendo as mais utilizadas em forma de M e U (Figura II.1). Existem também os modelos em forma de Z horizontal e em 3D. Porém, o foco deste estudo foi apenas no *jumper* rígido em forma de M invertido com elementos curvos.

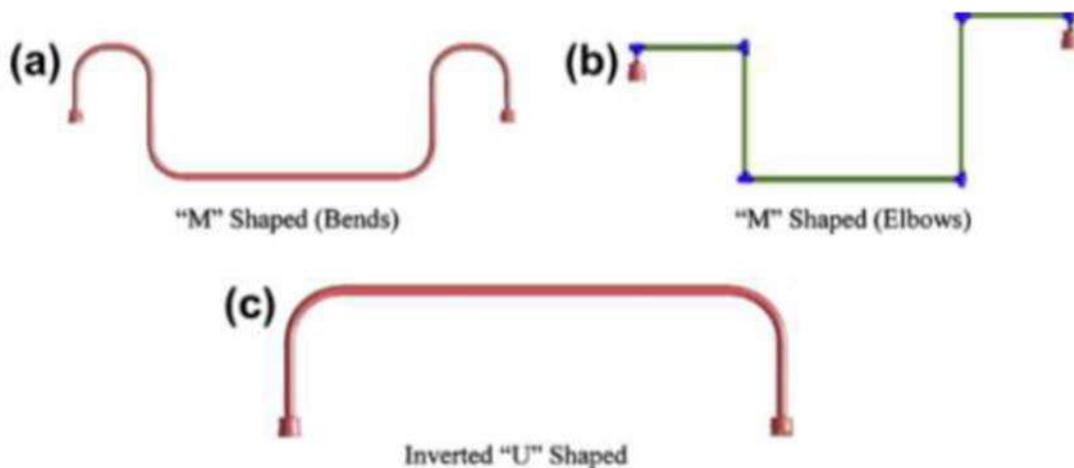


Figura II.1 – Configuração de *jumper* rígido em forma de M e U [BARROS, 2014].

O *jumper* rígido tem sido objeto de interesse de estudo de grandes empresas petrolíferas, já que com o avanço da tecnologia submarina há cada vez mais equipamentos submarinos sendo instalados no leito marinho.

A principal função de um *jumper* rígido submarino é ser um conector de transporte de fluidos entre dois equipamentos submarinos, sejam eles PLET, PLEM, *manifold*, árvore de natal (*wellhead*) e *risers*. Além disso, essa estrutura é capaz de solucionar problemas de layout do sistema submarino, como por exemplo, a diferença entre níveis e angulações dos equipamentos que precisam ser interligados, além de serem necessários para acomodar cargas estáticas e dinâmicas significativas.

Na Figura II.2, pode-se visualizar um cenário submarino de exploração característico onde é observado, dentre os equipamentos submarinos, o *jumper*.

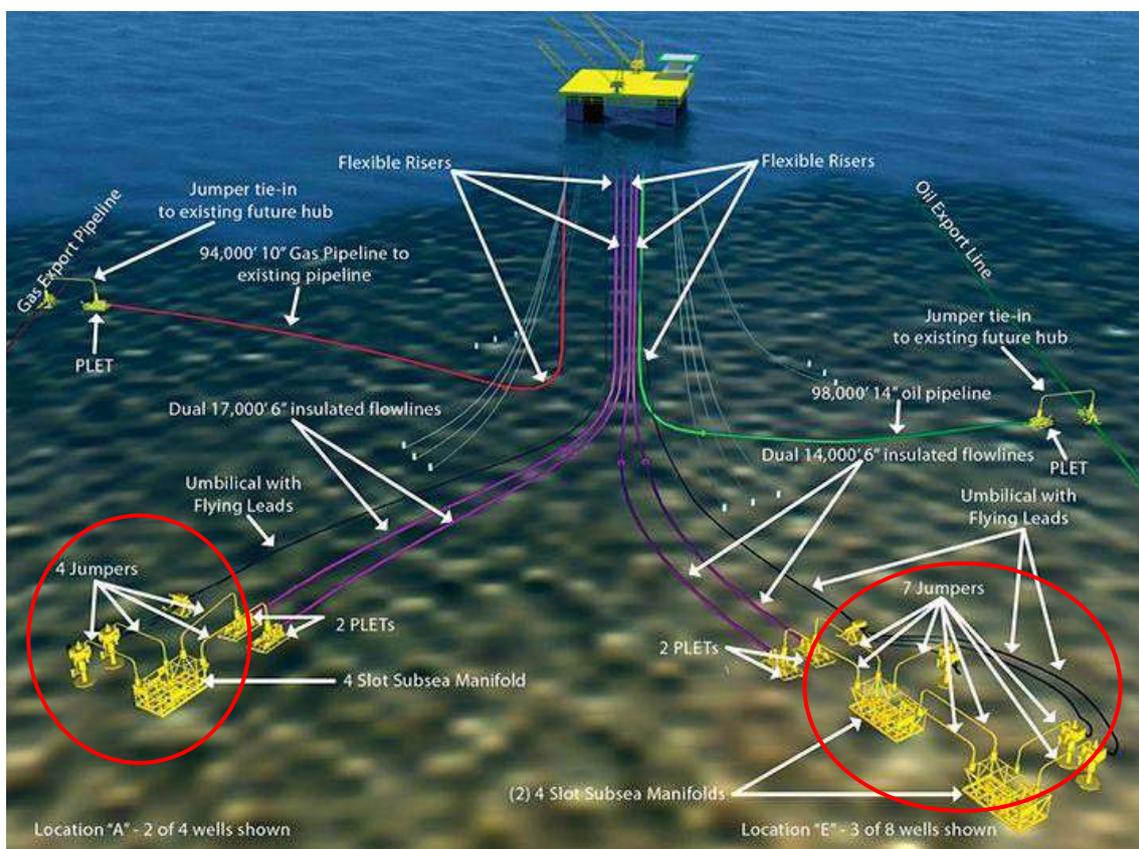


Figura II.2 – Configuração de equipamentos submarinos.
 [http://milenalacour.com/learn-about-subsea/ acessado dia 25/05/2014]

Os *jumpers* rígidos possuem seu tamanho e forma variados, pois um número significativo de projetos *offshore* dependem de *jumpers* para conectar *flowlines* em *risers*, árvores de natal a *manifolds*, dutos em dutos ou *flowlines* em *manifolds* [ZHENG, *et al.*, 2015]. De acordo com [JUN, 2013], o comprimento horizontal de um *jumper* rígido varia entre 20m e 50m.

A estrutura do *jumper* possui detalhes que não podem ser desprezados durante seu dimensionamento, pois a diminuição da sua seção transversal acarretaria em um aumento das tensões e, conseqüentemente, o dano à fadiga, diminuindo a vida útil do *jumper*. Portanto, durante sua fabricação no processo de dobramento das curvas, o duto perde espessura no lado em que as fibras são tracionadas e ganha espessura onde as fibras são comprimidas [BARROS, 2014]. Uma solução para garantir que após o dobramento o duto mantenha a mesma espessura que a parte vertical, é que no processo de fabricação, a parte curva seja feita com dutos com espessura relativamente maior que a da parte vertical.

Os dutos que formam os *jumpers* são revestidos externamente com camadas contra corrosão e podem apresentar também uma camada mais externa de proteção térmica.

Devido ao fato da geometria do *jumper* ser predominantemente esbelta, o torna mais suscetível ao fenômeno de desprendimento de vórtices, e uma forma de combater este problema seria fixando supressores de vórtices, também conhecido como *strakes*. A Figura II.3 apresenta o lançamento de um *jumper* com *strakes* no vão horizontal, sendo que sua definição e uso específico será detalhado no capítulo IV, e a Figura II.4, extraída da FMC Technologies, mostra a instalação de um *jumper* vertical sem supressores de vórtices.



Figura II.3 – Exemplo de lançamento de *jumper* vertical com *strakes* [THECROSSGROUP, 2015].



Figura II.4 - Exemplo de instalação de um *jumper* vertical sem supressores de vórtice [FMC site, acessado em 05/07/2015].

II.3. Estado da Arte

Foi realizada uma extensa pesquisa pelo estado da arte no projeto de *jumpers* na literatura existente. Apesar de não haver um estudo completo sobre o assunto, diversos artigos foram encontrados detalhando análises experimentais e numéricas de vibrações induzidas por vórtices em diferentes configurações de *jumpers*.

Os *jumpers* rígidos são cada vez mais utilizados no desenvolvimento de campo submarino. São desejáveis para atenuar efeitos de tensão devido à alta pressão e temperatura. A capacidade do sistema de *jumpers* para atuar com as cargas estáticas e dinâmicas dependem do seu comprimento, tamanho, material e também da sua geometria [NAIR, *et al.*, 2011].

[WANG, *et al.*, 2011] apresentam estudo sobre análise de *jumper* sujeito a várias condições de carregamento. Os estudos incluem principalmente análise de tensão e de fadiga devida às VIV usando os softwares AutoPIPE e ABAQUS. Os autores avaliaram que para análise de tensão, o software AutoPIPE é mais conservativo que o ABAQUS, o que pode levar ou não na aceitação de um projeto de *jumper*. Já para análise de fadiga foi usado o ABAQUS para análise modal e o DNV FATFree e Shear7 para cálculo do dano e vida à fadiga. As análises consideraram correntes tanto *in-plane* como *out-of-plane*, gerando fadiga *in-line* e *cross-flow*.

Uma vez que os modos de vibrações dos *jumpers* são consideravelmente afetados por sua geometria, [WANG *et al.*, 2011] realizaram um estudo de sensibilidade para analisar se a geometria dos *jumpers* desempenha papel significativo em danos de fadiga causados por VIV. O estudo comprovou que se a parte vertical do *jumper*, também chamado de ombro, for maior que 20% da parte horizontal, a vida à fadiga devida à corrente *in-plane* reduz significativamente. Já a fadiga devida às correntes *out-of-plane* se mostrou insensível a essa variação de altura.

A ExxonMobil URC (*Upstream Research Company*) é uma empresa *offshore* que conduz pesquisas sobre as vibrações induzidas por vórtices em *jumpers* submarinos desde 2011.

Em 2012, a ExxonMobil realizou testes experimentais de VIV em *jumpers* nas instalações de ensaios oceânicos em St. John's, Canada para *jumpers* com e sem

supressores de vórtices. O objetivo dos ensaios foi confirmar a presença de VIV nos *jumpers* e determinar a eficiência de supressores de vórtices em sua parte horizontal, além de identificar quais condições (velocidade e orientação do fluido) poderiam simular VIV sobre *jumpers* rígidos e quantificar essas características de movimento [WANG, *et al.*, 2013].

Os resultados obtidos por [WANG, LEE, *et al.*, 2013] com as análises experimentais foram que: a VIV ocorreu no modelo do *jumper* para uma larga variedade de velocidades de correntes e, em algumas situações, a VIV *in-line* foi observada sem a presença da VIV *cross-flow*; as amplitudes de vibração *cross-flow* ocorreram para velocidades reduzidas entre 5 e 8 e para vibração *in-plane* entre 2 e 3; o uso de *strakes* pode reduzir significativamente a VIV.

O *jumper* com formato em “M”, projetados com curvas, permite a acomodação das alterações de comprimento e também os torna suscetíveis às vibrações induzidas por vórtices.

[DEKA, *et al.*, 2013] estudaram um *jumper* rígido multi planar com três pernas: uma vertical inclinada, uma horizontal e a terceira transversal. Há uma iteração do leito marinho com o *jumper* através de molas transversais e horizontais. As análises modais foram feitas com o *software* Ansys e os resultados foram usados como dados de entrada para o cálculo de fadiga, *in-line* e *cross-flow*, devida às VIV pelo Shear7.

De acordo com [DEKA, *et al.*, 2013], as respostas do dano devido à VIV é significativamente menos conservativa no Shear7 que na DNV-RP-F105 (2006) e que, embora tenha que verificar a forma como entrar com a corrente no Shear7 (por causa da geometria complexa do *jumper*) e qual curva CL se usar para uma análise de VIV *in-line*, o uso do programa Shear7 para análise de VIV em *jumpers* pode ser muito mais eficiente que o cálculo de acordo com a DNV-RP-F105.

[ZHENG, HUANG, *et al.*, 2015] estudaram dois diferentes métodos para análise de VIV em *jumpers*, o método da análise espectral e o método da análise escalar modal. O primeiro método foca no estudo de resposta em um ponto particular no *jumper*, podendo ser usado tanto para determinar a frequência de *lock-in* como as máximas amplitudes de VIV. O segundo método foca na resposta global do *jumper* e pode ser usado para determinar a contribuição dos modos individuais na amplitude de vibração.

É importante observar que [ZENG, HUANG, *et al.*, 2015] realizaram os testes em um *jumper* liso, ou seja, sem supressores de vórtices e, com isso, observaram que com o aumento da velocidade da corrente, a vibração no jumper ocorre tanto na direção *in-line* como na *cross-flow*.

CAPÍTULO III

VIBRAÇÕES INDUZIDAS POR VÓRTICES

III.1. Introdução

Uma breve introdução histórica do estudo dos vórtices, de um ponto de vista mecanicista, é atribuída aos gregos. Foram eles que observaram que cordas dispostas ao vento vibravam emitindo sons, chamados de “*Aeolian Tones*”, que derivam de Aeolus, o deus grego dos ventos (Figura III.1).



Figura III.1 – Aeolus [Wikipedia – Aeolus].

No século XV, as esteiras de vórtices para diversas situações foram reproduzidas em figuras por Leonardo da Vinci (Figura III.2), mas somente após o surgimento da mecânica clássica, mais precisamente depois do trabalho de Newton chamado “*Philosophiae Naturalis Principia Mathematica*” (Primeira e Segunda leis de Newton) de 1687, que o fenômeno de desprendimento de vórtices começou a ser estudado da forma como vemos hoje, ou seja, voltado para aplicações práticas como o escoamento ao redor de corpos rombudos (corpos em forma esférica).



Figura III.2 – Observação dos vórtices por Leonardo da Vinci [leonardoda-vinci.org acessado dia 20/06/2017].

Vincenc Strouhal notou em 1878 que os *Aeolian Tones* observados pelos gregos eram proporcionais à velocidade do vento dividido pelo diâmetro da corda [RAYLEIGH, 1896]. Observou também que quando os tons coincidiam com um dos tons naturais da corda o som era amplificado e que a constante de proporcionalidade encontrada era de 0,185, como pode ser visto na Equação (III.1):

$$f_s = 0,185 \frac{U}{D} \quad (III.1)$$

onde, f_s é a frequência de despreendimento de vórtices, D o diâmetro da corda e U a velocidade do escoamento.

Já em 1879, John William Strutt, Barão 3º Rayleigh, reproduziu o experimento de Strouhal e verificou que uma corda de violino submetida a um fluxo de ar vibrava na direção transversal ao escoamento [RAYLEIGH, 1896]. Foi a partir desta constatação que Lord Rayleigh definiu um parâmetro adimensional que relaciona a velocidade do escoamento com a frequência de emissão de vórtices. Hoje, isso é conhecido como o número de Strouhal (St):

$$St = f_s \frac{D}{U} \quad (III.2)$$

O francês Bénard em 1908 associou a periodicidade da esteira de um cilindro à formação de vórtices e essa tal formação foi provada hidrodinamicamente estável por Theodore von Kármán em 1912 [AREF e GIESSEN, 2007]. A Figura III.3 apresenta a configuração da esteira de von Kármán.



Figura III.3 – Esteira de vórtices de von Kármán [DYKE, 1982].

III.2. Estudo dos vórtices

É importante lembrar, a partir de agora, a definição de um corpo rombudo que é um corpo com comprimentos equiparados nas três direções x , y e z . Em mecânica dos fluidos, os corpos rombudos são aqueles com formas esféricas. É devido a este corpo que ocorre a separação do escoamento e o surgimento de duas camadas cisalhantes na região imediatamente posterior ao corpo.

De acordo com [GERRARD, 1966], a interação entre duas camadas cisalhantes é o principal fator para a geração e emissão de vórtices no escoamento ao redor de corpos rombudos.

A Figura III.4 mostra um esboço das linhas de emissão de vórtices em torno de uma esfera apresentado por [GERRARD, 1966]. Segundo o autor, quando o fluido da camada cisalhante oposta (B) caminha na direção do vórtice em formação (A), as partículas desse fluido podem seguir três direções opostas: (a) podem se incorporar ao vórtice em formação (A); (b) podem se mover na direção da camada cisalhante oposta (B) que possui vorticidade de sinal contrário; (c) podem caminhar na direção da esfera colaborando para a formação de um novo vórtice (B), fechando assim, o ciclo de geração e desprendimento de vórtices.

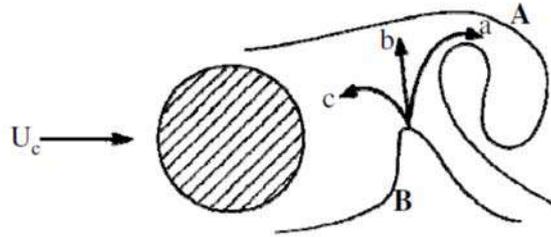


Figura III.4 - Processo de formação de vórtice introduzido por GERRARD (1966).

Uma vez compreendida a mecânica do desprendimento de vórtices, necessita-se saber em quais condições eles ocorrem, tanto em relação ao escoamento quanto à geometria do corpo. Osborne Reynolds, um cientista e engenheiro irlandês descobriu, em 1883, dois tipos de escoamento: laminar e turbulento [TOKATY, 1994].

Durante suas investigações, Reynolds concluiu que estes fluidos, em alguns casos, obedeciam a equação de Newton (Equação III.3) que relaciona a variação de velocidade (du) ao longo das camadas de fluido (dy) com a tensão cisalhante, por meio de uma constante de proporcionalidade: a viscosidade (μ).

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} \quad (\text{III.3})$$

Além disso, concluiu por meios experimentais, que em escoamentos em dutos retos, a turbulência não ocorre se o produto entre a velocidade média (U), o diâmetro (D) e da densidade do fluido (ρ) divididos pelo coeficiente de viscosidade absoluta for menor do que um número constante (1400). Nessa relação, deu-se origem ao número de Reynolds (Equação III.4).

$$Re = \frac{\rho UD}{\mu} = \frac{UD}{\nu} \quad (\text{III.4})$$

Como o número de Reynolds só deve ser comparado para escoamentos cinemática e geometricamente semelhantes, a Figura III.5 torna-se bastante útil para se avaliar o comportamento da esteira de vórtices e sua dependência com o referido número adimensional para escoamentos em cilindros.

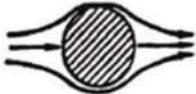
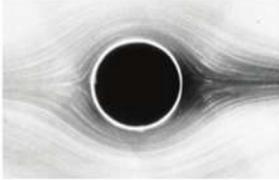
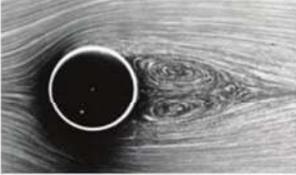
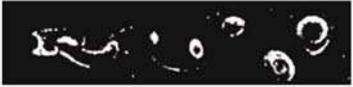
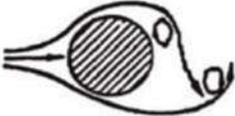
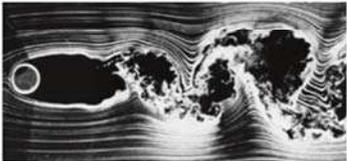
	 Van Dyke (1982) $Re = 0.16$	$Re < 5$ Regime sem separação (regime de fluido ideal)
	 Van Dyke (1982) $Re = 9.60$	$5 \leq Re < 40$
	 Ássi (2005) - $Re = 73$	$40 \leq Re < 90$ Regime laminar com vórtices alternados
	 Ássi (2005) - $Re = 140$	$90 \leq Re < 150$ Esteira de von Kármán
	 ÁSSI (2005)	$150 \leq Re < 300$ Transição para vórtices turbulentos
	 Ássi (2005) - $Re = 10^4$	$300 \leq Re < 3 \times 10^5$ Vórtices plenamente turbulentos
		$3 \times 10^5 \leq Re < 3.5 \times 10^6$ Vórtices com desprendimentos desorganizados
		$Re \geq 3.5 \times 10^6$ Restabelecimento da esteira de vórtices turbulento

Figura III.5 – Descrição dos regimes de escoamento adaptado de [BLEVINS, 1990], [DYKE, 1982] e [ÁSSI, 2005].

De acordo com [KING *et al.*, 1973] e [RAYLEIGH, 1896], a frequência de desprendimento de vórtices não era apenas função da velocidade e do diâmetro, mas também do número de Reynolds, que foi confirmado por um grande número de pesquisadores que então aderiram à relação de $St \times Re$ (Figura III.6) para cilindros estacionários com paredes lisas.

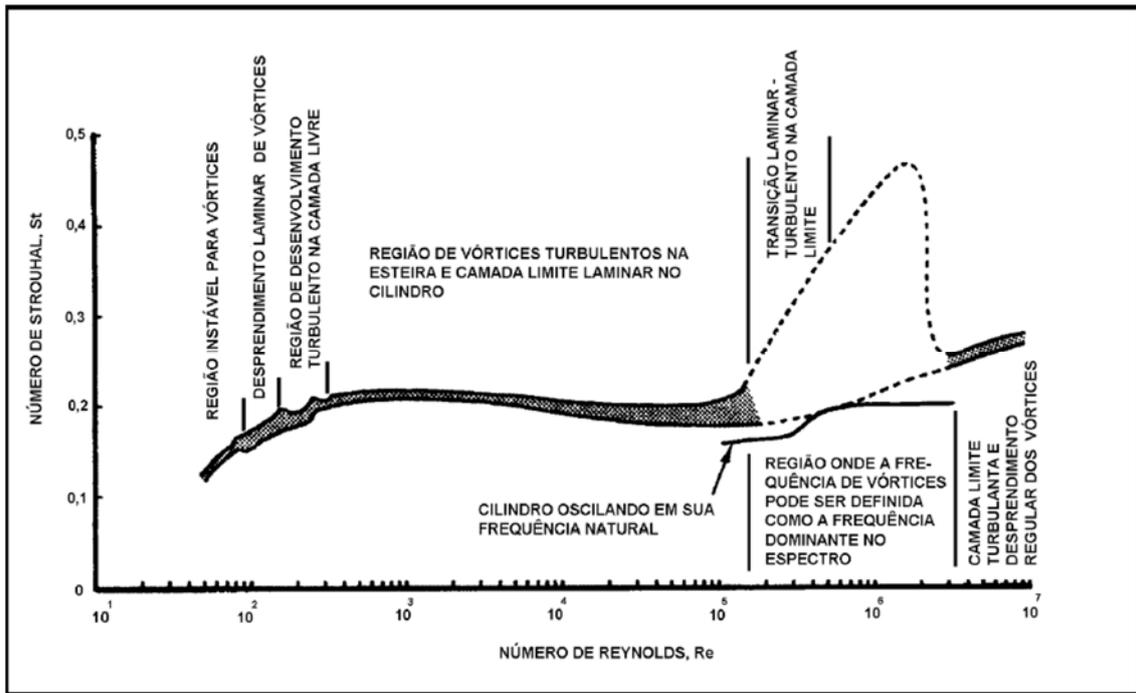


Figura III.6 - Relação entre o número de Reynolds e o número de Strouhal [BLEVINS, 1990].

Resumindo tudo que foi explicitado anteriormente, pode-se dizer que von Kármán apresentou uma esteira de vórtices estáveis, Gerrard explicou o mecanismo de geração desses vórtices e Reynolds determinou em que condições de escoamento os vórtices ocorrem.

Mas, como se dá essa separação e por que ela ocorre? Por que o aumento do número de Reynolds altera tanto o escoamento atrás do cilindro como observado na Figura III.5? A resposta para esses questionamentos tem início novamente com Reynolds.

Segundo [TOKATY, 1994], a camada do fluido viscoso adjacente à superfície do corpo sólido movimenta-se com a mesma velocidade do corpo, devido à aderência viscosa. Ou seja, isso se torna a base para a teoria da camada limite proposta pelo físico alemão Ludwig Prandtl em 1904.

De acordo com Prandtl, apenas em uma pequena região adjacente à superfície do objeto imerso no fluido, o efeito da viscosidade é importante. Qualquer região além desta camada, o efeito da viscosidade é desprezível e o fluido pode ser tratado como não viscoso, ou fluido ideal. Essa pequena região do escoamento próxima à parede, na qual os efeitos viscosos são importantes, foi chamada por Prandtl de camada limite.

A Figura III.7 ilustra, esquematicamente, um escoamento ao redor de um cilindro. De acordo com [MENEZHINI, 2002], o escoamento ao redor da superfície esférica pode ser analisado dividindo-o em quatro regiões distintas:

- ✓ Região 1 – região onde há aumento de pressão na parede do corpo e redução da velocidade do fluido;
- ✓ Região 2 – região onde a ação das forças viscosas é importante, que foi denominada por Prandtl de camada limite;
- ✓ Região 3 – região na qual a ação da viscosidade é desprezível, prevalecendo o modelo de fluido ideal;
- ✓ Região 4 – região de formação da esteira de vórtices, sendo formados e desprendidos devido à interação das camadas cisalhantes, as quais se formaram devido à separação da camada limite.

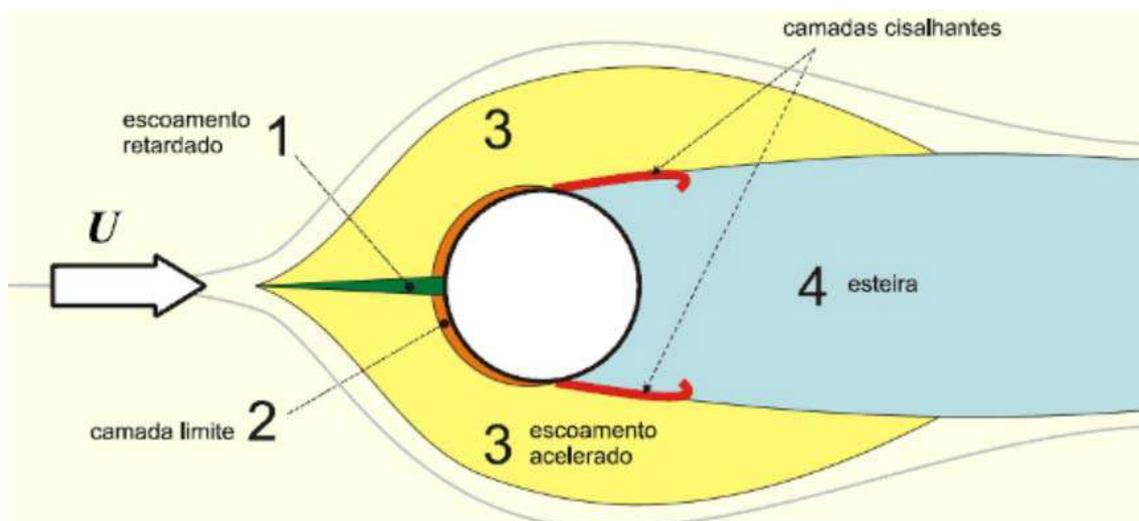


Figura III.7 - Processo de formação da camada limite e esteira de vórtices [ÁSSI, 2005].

A separação da camada limite (δ) ocorre quando o escoamento externo à essa camada possuir um gradiente de pressões adverso ($dp/dx > 0$) que, aliado ao atrito fará com que as partículas de fluido percam energia cinética provocando assim não apenas a anulação da velocidade, mas também uma inversão do sentido do fluxo.

A Figura III.8 mostra os perfis de velocidade com a definição da camada limite próxima à parede do corpo, sem separação e a Figura III.9 mostra a camada limite próxima ao ponto de separação.

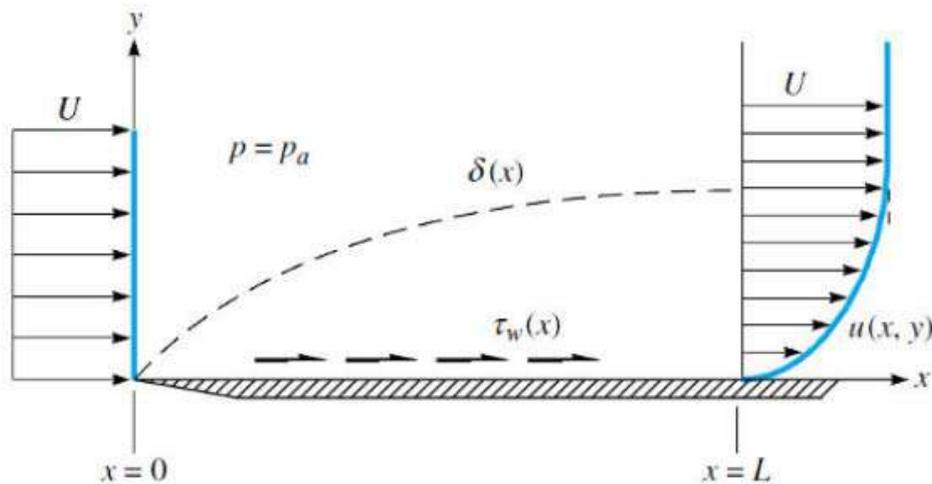


Figura III.8 – Camada limite de uma placa plana [WHITE, 2001].

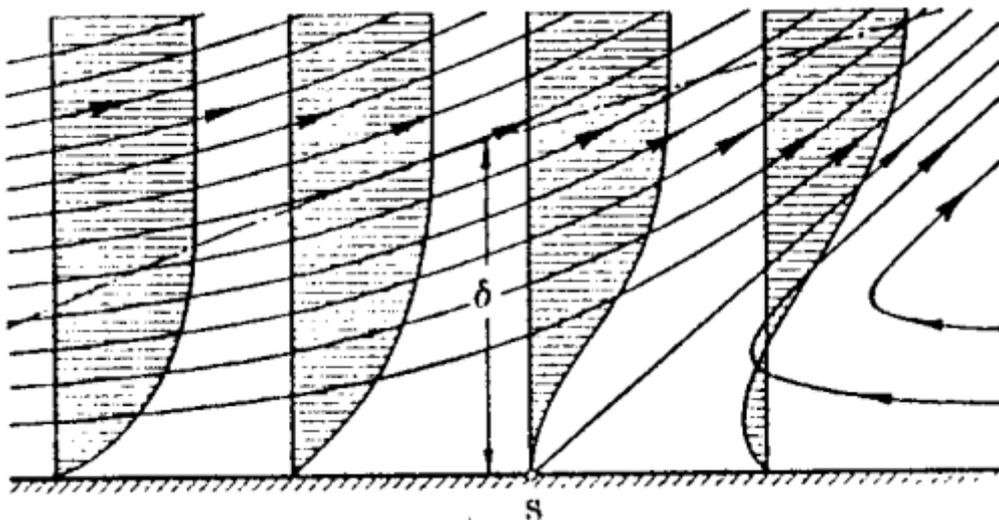


Figura III.9 – Camada limite próxima ao ponto de separação [SCHLICHTING, 1979].

Na Figura III.9, o ponto S representa o ponto exato da separação e, o perfil de velocidade seguinte mostra a inversão da velocidade como descrito no parágrafo anterior.

Embora, aparentemente de fácil compreensão, o fenômeno de vibrações induzidas por vórtices (VIV) ainda não se encontra amplamente compreendido, graças à dificuldade de entendimento do mecanismo de acoplamento fluido-estrutura, especialmente caracterizado por oscilações auto excitadas e autocontroladas [FUJARRA, 2002]. De acordo com [FUJARRA, 1997], o mecanismo consiste de absorção de energia do meio pelo corpo, que entra em oscilação devido à sincronização entre a frequência de emissão dos vórtices e a frequência natural do corpo.

De acordo com [BEARMAN e OBASAJU, 1982], o desprendimento de vórtices provoca oscilações na direção transversal ao escoamento em velocidade de fluxo, onde a frequência de desprendimento de vórtices coincide com a frequência natural de oscilação do corpo, sendo que essas oscilações máximas ocorrem para um determinado intervalo de velocidade reduzida. Com isso, a equação da velocidade reduzida (V_r) pode ser escrita como:

$$V_r = \frac{U}{f_n \cdot D} \quad (\text{III.5})$$

onde, U é a velocidade média do escoamento, f_n a frequência natural de oscilação e D o diâmetro.

A faixa da velocidade reduzida na qual ocorre a sincronização, representa um importante ponto de investigação, pois as estruturas podem oscilar com amplitudes altas. Segundo [SARPKAYA, 1979], as vibrações transversais no ar ocorrem para $4,75 < V_r < 8,0$ e amplitude máxima ocorre para $5,5 < V_r < 6,5$. Já na água, a faixa onde ocorrem oscilações é entre $4,5 < V_r < 10$, sendo que a amplitude máxima ocorre para $6,5 < V_r < 8,0$.

Segundo [LOPES, 2006], a velocidade reduzida (V_r) guarda equivalência com a razão da frequência de desprendimento de vórtices, ou frequência de Strouhal (f_s) pela frequência natural (f_n), sendo muito utilizado como parâmetro nos ensaios experimentais, pois guardam equivalência também com o número de Strouhal, que

é um parâmetro difícil de ser determinado. Sendo assim, a equação da velocidade reduzida pode ser reescrita da seguinte forma:

$$V_r = \frac{f_s}{f_n} \cdot \frac{1}{St} \quad (III.6)$$

A resposta devido ao desprendimento de vórtices pode ocorrer nas duas direções de escoamento, ou seja, tanto na direção do escoamento (*in-line*) quanto na direção transversal ao escoamento (*cross-flow*).

A Figura III.10 mostra um desenho esquemático de uma configuração estática e dos modos de vibração nas direções *in-line* e *cross-flow* para um duto submarino sujeito à corrente uniforme.

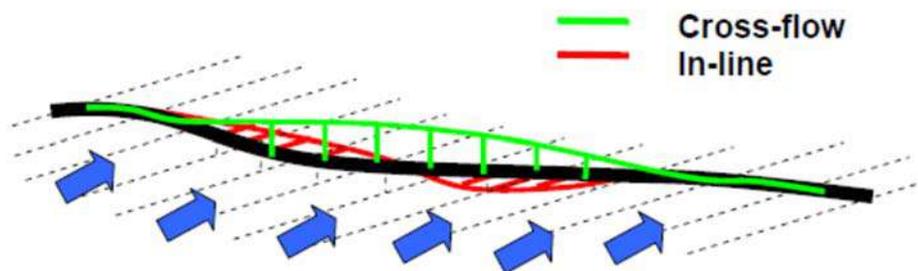


Figura III.10 – VIV em um duto submarino [LARSEN *et al.* 2002].

De acordo com diversos estudos já realizados, pode-se dizer que há três tipos de vibrações *in-line*: duas ocorrem para pequenos valores de velocidade reduzida, uma chamada de primeira região de instabilidade com $1,0 < V_r < 2,5$, e a outra chamada de segunda região de instabilidade com $2,5 < V_r < 4,0$. O terceiro tipo é observado em cilindros com dois graus de liberdade na região de excitação das vibrações transversais e com velocidades reduzidas maiores.

As faixas de transição da velocidade reduzida não são fixas, podendo variar de acordo com alguns fatores, como o número de Reynolds e as diferenças em relação às frequências no plano e fora do plano.

Segundo [BARROS, 2014], para situações em que o escoamento é dominado por correntes uniformes, a velocidade reduzida para vibrações *in-line* varia entre 1 e 4.5 e, para vibrações *cross flow* a variação é entre 3 e 4.

Os dois primeiros tipos de vibrações *in-line* podem ser observados na Figura III.11 onde [KING, 1974] faz uma relação entre a razão de amplitude com a

velocidade reduzida. Observa-se na Figura III.12, extraída de [TSAHALIS, 1984], que as amplitudes de vibrações *in-line*, são muito maiores do que na primeira região de instabilidade proposta por [KING, 1974], mas bem menores do que as vibrações transversais.

[VIKESTAD, 1998] menciona que a frequência do *in-line* é duas vezes a do *cross-flow*, mas a amplitude do último é da ordem de cinco a dez vezes o primeiro. O autor ainda destaca que a natureza da excitação na direção transversal é autocontrolada, ou seja, ela diminui a partir de certo limite da amplitude ($A/D \approx 1,0$).

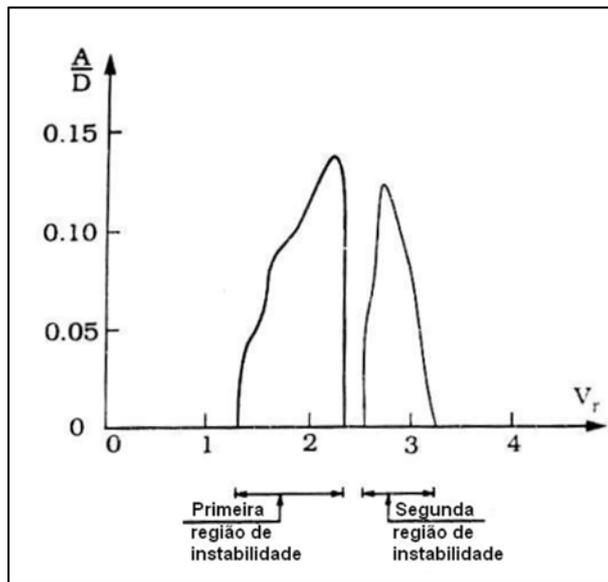


Figura III.11– Vibrações *in-line* para $Re = 4 \times 10^4$ [KING, 1974].

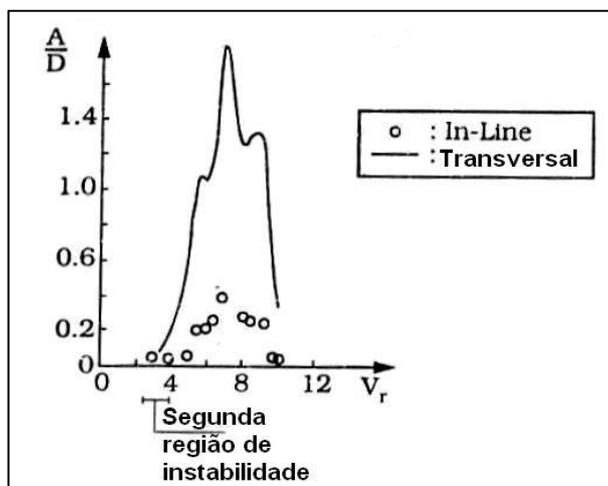


Figura III.12– Vibração *in-line* e *cross-flow* para cilindro com dois graus de liberdade e $Re = 10^3 - 10^4$ [TSAHALIS, 1984].

Até aqui, foram descritos os aspectos e parâmetros básicos para o entendimento do problema das vibrações induzidas por vórtices, que ao longo de décadas vem sendo objeto de estudo nas mais diversas áreas da ciência.

Uma vez compreendido o mecanismo de desprendimento de vórtices e definidos os principais parâmetros adimensionais, resta contextualizar o fenômeno de VIV dentro da indústria petrolífera. E é nesse contexto que os *risers* e *jumpers* estão inseridos, pois como cilindros são corpos rombudos e, portanto, sujeitos às VIV.

Outra característica importante a ser considerada quando se estuda o fenômeno de VIV é a ocorrência de *lock-in*, descrita a seguir.

III.2.1. *Lock in* (ressonância)

Define-se o fenômeno de ressonância (*lock-in* em inglês) quando a frequência de desprendimento de vórtices (frequência de *shedding*) (f_s) se aproxima de uma frequência natural do cilindro (f), causando desta forma uma amplificação da resposta e gerando mais esforços na mesma.

Esse fenômeno é caracterizado pela modificação da frequência natural devido à variação da massa adicionada e também pela alteração da frequência de *shedding* que é influenciada pela vibração do cilindro, o que caracteriza o comportamento hidro elástico.

De acordo com [ÁSSI, 2005], após diversas investigações experimentais chegou-se à conclusão de que a variação do número de *Strouhal* em função do número de Reynolds permanece aproximadamente de 0,2 para uma ampla faixa do número de Reynolds $10^2 < Re < 10^6$, como pode ser observado na Figura III.6.

A Figura III.13 mostra o intervalo de *lock-in* proposto por [BLEVINS, 2001], a partir dos resultados experimentais de [KOOPMAN, 1967] e [STANSBY, 1976], para cilindros rígido e liso com vibração na direção transversal e número de Reynolds que variam de 100 a 9200, submetido à vibração forçada. Pode-se observar também que o *lock-in* depende da razão entre as frequências de *shedding* e a frequência de vibração (frequência intermediária entre a frequência natural e a frequência de *shedding*) e da amplitude adimensional (A/D).

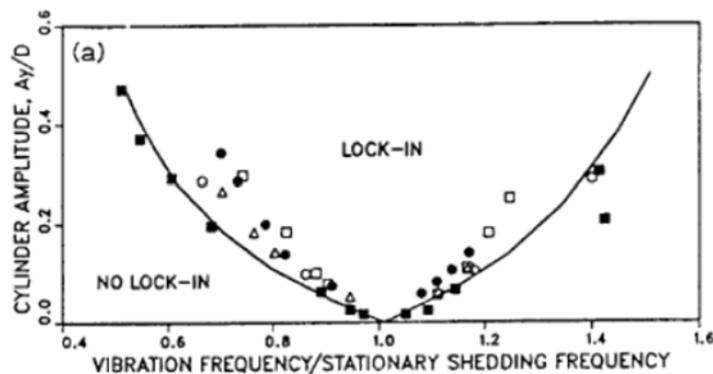


Figura III.13—Região de *lock-in* [BLEVINS, 2001].

A velocidade reduzida (Equação III.5) é o parâmetro que estabelece quais as razões do duto podem ser fontes de vibrações por vórtices para determinados modos. Para que ocorra o fenômeno de *lock-in*, a velocidade reduzida tem que estar entre o intervalo delimitado por α e β , que será explicado no capítulo IV.

III.2.2. Força de sustentação e força de arrasto

Quando um fluido escoar através de um objeto, exerce uma força sobre este objeto que pode ser decomposta em uma componente paralela à direção da corrente (força de arrasto ou *drag* - F_D) e outra perpendicular à corrente (força de sustentação ou *lift* - F_L). Essa força tem origem no atrito viscoso e na distribuição de pressão ao redor do objeto.

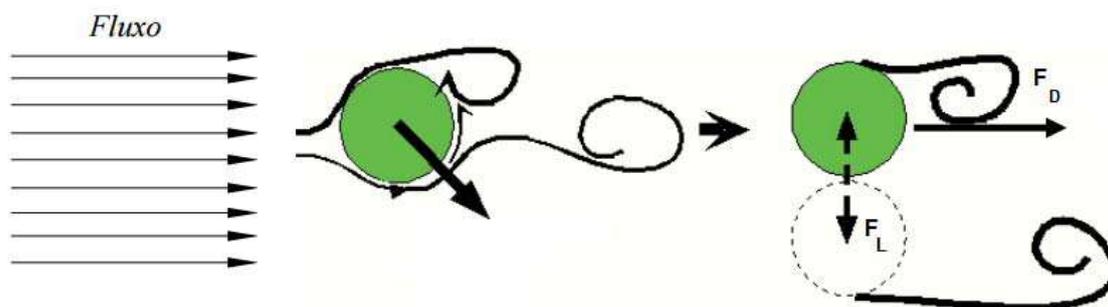


Figura III.14 – Força de sustentação (F_L) de força de arrasto (F_D)(adaptado de [LOPES, 2006]).

Considerando um fluido ideal (Figura III.15), ou seja, que apresentasse viscosidade nula, a passagem do fluido seguiria exatamente o contorno do cilindro gerando o aparecimento de um ponto de estagnação na parte traseira do cilindro, e

os efeitos da pressão na parte da frente do objeto seriam equilibrados pela pressão da parte de trás, ocasionando num arrasto nulo.

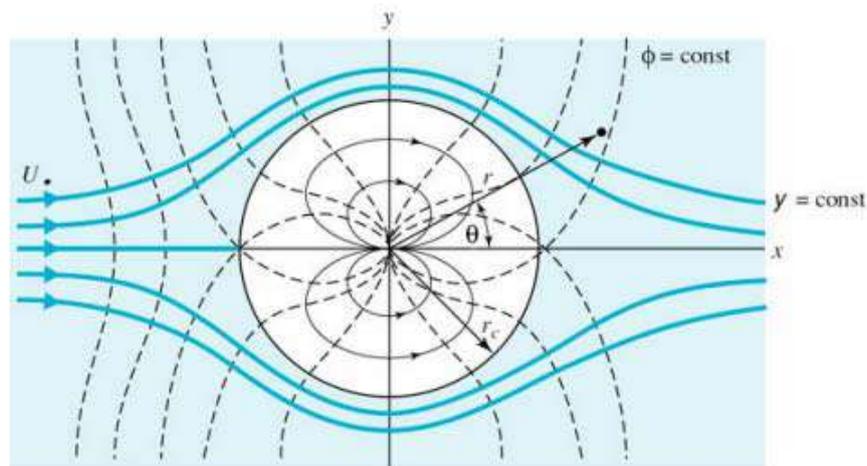


Figura III.15 – Escoamento potencial ou ideal ao redor de um cilindro [POTTER e WIGGERT, 2004].

Porém, na realidade, não é isso que acontece. O que ocorre é a separação da camada limite da região de recuperação da pressão na parte de trás do cilindro, gerando o aparecimento de uma região de recirculação e baixa pressão na parte de trás do cilindro, conforme ilustrado na Figura III.16.

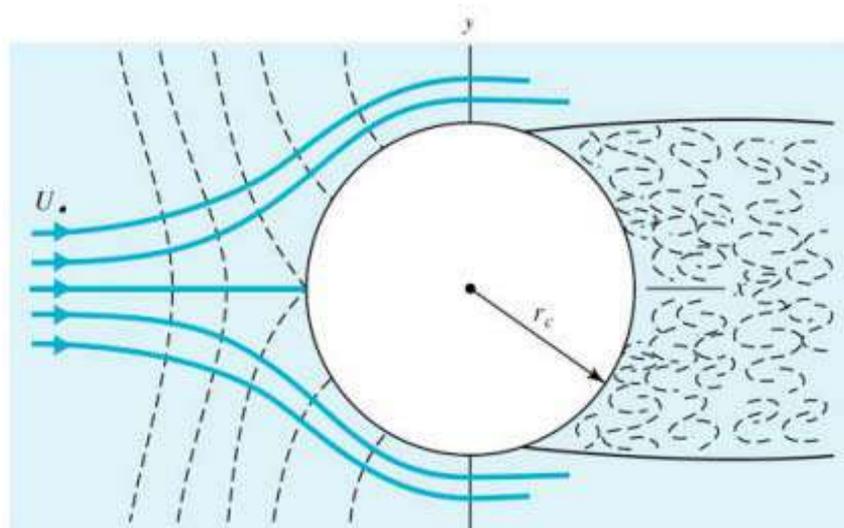


Figura III.16 – Escoamento real ao redor de um cilindro [POTTER e WIGGERT, 2004].

Ou seja, a principal responsável pela força de arrasto é a diferença entre a alta pressão ao redor do ponto de estagnação e a baixa pressão da esteira de vórtice.

De acordo com [BLEVINS, 2001], a força de sustentação (*lift*) pode ser descrita como uma força harmônica, expressa por:

$$F_L = \frac{1}{2} \cdot \rho_w \cdot D_h \cdot (V_C - V_{XC})^2 \cdot C_L \cdot \cos(\omega_s \cdot t + \varphi) \quad (\text{III.7a})$$

onde, ρ_w é a densidade do fluido externo, D_h é o diâmetro hidrodinâmico, $(V_C - V_{XC})$ é a velocidade relativa fluido/estrutura na direção da corrente, C_L é o coeficiente de sustentação (ou de *lift*), função da amplitude e da frequência de vibração, ω_s é a frequência do desprendimento de vórtices (em rad/s) e φ é a fase da força de lift.

O coeficiente de sustentação (C_L) é objeto de muitos estudos [BLEVINS, 2001].

O cálculo da força de arrasto induzida pelo fluido para estruturas esbeltas baseia-se na fórmula de Morison, atuando no plano do escoamento. A fórmula da força de arrasto por unidade de comprimento é obtida através da fórmula expressa por:

$$F_D = \frac{1}{2} \cdot \rho_w \cdot D_e \cdot (V_C)^2 \cdot C_D \quad (\text{III.7b})$$

onde, ρ_w é a densidade do fluido externo, D_e é o diâmetro externo, V_C é a velocidade da corrente e C_D é o coeficiente de arrasto.

III.3. Redução das vibrações induzidas por vórtices.

A fadiga devida às vibrações induzidas por vórtices pode levar a estrutura ao colapso. Para evitar a VIV são necessárias algumas medidas que reduzam as amplitudes das vibrações. Tais medidas podem ser definidas como:

- ✓ Aumentar o amortecimento
- ✓ Evitar a ressonância
- ✓ Utilização de supressores de vórtices

É importante observar que em *risers* reais, adicionar supressores de vórtices evita a ressonância, reduzindo assim as amplitudes de vibrações.

III.3.1. Aumento do amortecimento reduzido

Aumentando o amortecimento reduzido (*damping*), a amplitude de vibração será reduzida, como mostra a tabela na Figura III.17 de [BLEVINS, 2001].

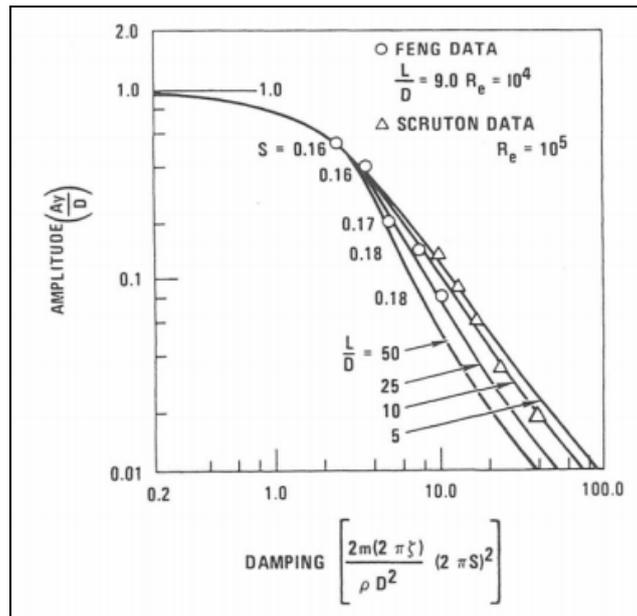


Figura III.17–Amplitude de ressonância significativa para o modelo de seno ($y = \sin(\pi z/L)$) como função de amortecimento [BLEVINS, 2001].

Segundo [VANDIVER, 1993], esse parâmetro pode ser entendido como uma razão entre as forças dissipativas no cabo pelas forças de excitação hidrodinâmicas, mostrando o equilíbrio entre a força injetada no cabo pela força de sustentação e a força dissipada pelo amortecimento.

É importante observar que o aumento do amortecimento estrutural só é possível através das camadas externas com características histeréticas.

III.3.2. Evitar a ressonância

Se a velocidade reduzida for mantida abaixo de 1 (Equação III.8), onde f_n é a frequência natural de um objeto no modo de interesse, a ressonância *in-line* e *cross-flow* são evitadas. Isto é alcançado pelo enrijecimento da estrutura. [BLEVINS, 2001].

$$\frac{U}{f_n D} < 1 \tag{III.8}$$

Uma observação importante com relação a essa medida é que em um *riser* real esta opção é praticamente impossível, já que o *riser* apresenta infinitas frequências naturais (f_n).

III.3.3. Adicionar supressores de vórtices

Os supressores de vórtices são dispositivos usados nos *risers* para reduzir a amplitude das vibrações ocasionadas pelas VIV.

[BLEVINS, 2001] apresenta oito tipos de supressores, de acordo com a Figura III.18. Destes, os mais usados atualmente são o supressor helicoidal (*helical strakes*) e o supressor do tipo aerofólio (*stream, lined, fairing*).

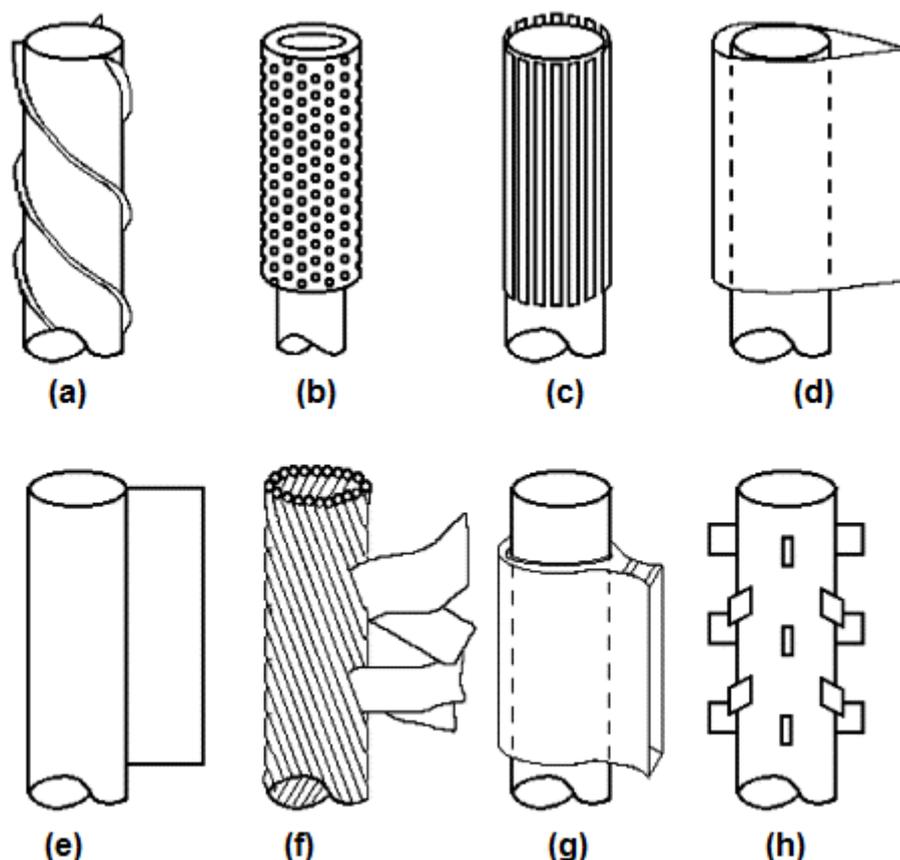


Figura III.18– Supressores de vórtices: (a) *helical strake*; (b) *shroud*; (c) *axial slats*; (d) *streamlined fairing*; (e) *splitter*; (f) *ribbed cable*; (g) *pivoted guiding vane*; (h) *spoiler plates* [BLEVIN, 2001].

O supressor helicoidal (Figura III.19) age de duas maneiras para diminuir a força de excitação: altera o ponto de deslocamento da camada limite e rompe a correlação espacial entre os vórtices, mudando gradualmente o ângulo de separação do fluxo na direção longitudinal do *riser*. Porém, o uso de *strakes* faz com que o coeficiente de arrasto aumente consideravelmente; além disto, o processo de instalação não é fácil e o custo é relativamente alto.



Figura III.19– Supressor de vórtice tipo helicoidal (*strakes*) [VIV SOLUTIONS, 2012].

O supressor de vórtices tipo aerofólio (Figura III.20) reduz o movimento transversal sem aumentar o arrasto longitudinal. Isso se deve a sua forma aerodinâmica, que diminui a força gerada pelo desprendimento de vórtices sobre o cilindro e também a seu grande amortecimento hidrodinâmico. Nesse tipo de dispositivo, o cilindro é coberto por uma carenagem semelhante a um perfil de aerofólio. Essa carenagem diminui as instabilidades do escoamento fazendo que o ponto de separação da camada limite se desloque à jusante do corpo possibilitando a diminuição das vibrações e do arrasto na estrutura.



Figura III.20– Supressor de vórtice tipo aerofólio (*fairing*) para *riser* de produção [VIV SOLUTIONS, 2012].

A empresa VIV Solutions está produzindo “*tail fairing*” (Figura III.21), um tipo de aerofólio curto, para *risers* de perfuração, que direcionam o fluxo de água em torno dos *risers* para que as forças de desprendimento de vórtices sejam minimizadas. Esses aerofólios curtos oscilam livremente, através de um sistema de

cobre, em torno do *riser* para se alinhar com a corrente e reduzir efetivamente a VIV. São mais fáceis de instalar que os aerofólios padrão.

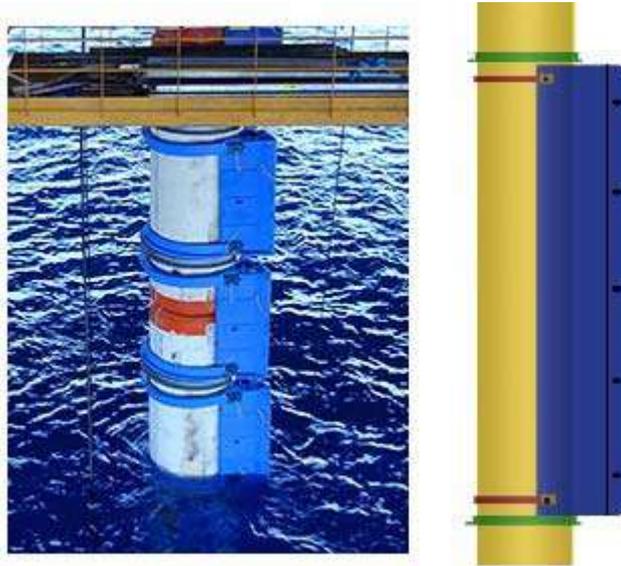


Figura III.21– Supressor de vórtice tipo aerofólio curto para *riser* de perfuração [VIV SOLUTIONS, 2012].

III.4. Consideração da VIV em *jumpers* submarinos

Como já descrito anteriormente, o desprendimento de vórtices gera forças alternadas na estrutura quando a frequência de *shedding* se aproxima da frequência natural do duto, e ao entrar em ressonância pode levar a estrutura ao colapso por fadiga.

Os dutos submarinos podem vibrar tanto na direção do fluxo (*in-line*) quanto transversalmente ao fluxo (*cross-flow*).

É muito importante, para o caso de *jumpers* submarinos, a consideração do fenômeno de VIV longitudinal (*in-line*). Diferentemente dos *risers*, em que a rigidez em ambos os sentidos é igual, nos *jumpers*, a força *in-line* aparece primeiro que a *cross-flow* devido ao formato do *jumper*. A rigidez no sentido longitudinal do *jumper*, onde ocorreria a vibração *cross-flow*, é maior que a rigidez no sentido transversal, devido as curvas que compõe o *jumper*.

Ao longo da vida útil de projeto, os *jumpers* estarão sujeitos a carregamentos estáticos e dinâmicos dentre os quais: pressão e temperatura, carregamentos ambientais, peso próprio da estrutura, deslocamentos impostos devido às

tolerâncias de fabricação; expansão térmica da linha e também ao afundamento das estruturas conectadas.

Os carregamentos ambientais a que as estruturas estão expostas são as ações resultantes provenientes de ondas e correntes. A natureza dos carregamentos é aleatória, mas para uma análise específica pode-se estimar carregamentos de projeto de acordo com a região onde a estrutura será colocada.

No estudo de caso que é apresentado neste trabalho, o *jumper* está alocado em águas ultraprofundas (> 2000 m de profundidade), portanto só estará submetido aos efeitos de corrente e não de onda.

No caso dos *jumpers* submarinos, por se encontrarem em águas profundas e próximas ao solo marinho, as correntes aplicadas nele podem ser consideradas como corrente uniforme, e por não haver ainda uma norma específica para cálculo de VIV em *jumpers* rígidos, muitos projetistas usam a norma DNVGL-RP-F105 (2017) para o cálculo do dano devido à VIV no *jumper*. Um dos estudos desta tese é saber o quanto o uso da norma DNV é válido para o caso de *jumpers*.

É relevante observar que a indústria *offshore* tem orientações aplicadas como, por exemplo, a DNVGL-RP-F105 (2017) para análise de fadiga em dutos com vãos livres (dutos submarinos), enquanto cálculos diretos com o uso de modelos empíricos têm sido realizados para *riser* vertical. A principal diferença, é que para o duto submarino a corrente é uniforme e para os *risers* a corrente é variável. Outro fator, não menos importante, é que nos dutos submarinos, os carregamentos ocorrem para modos de vibrações baixos enquanto que nos *risers* ocorre para modos de vibrações altos.

É também importante observar que para o *jumper* não se rompa por fadiga, é preciso que a frequência de desprendimento de vórtices esteja a mais afastada possível das frequências naturais do *jumper*, fazendo com que se reduza a oscilação dinâmica.

CAPÍTULO IV

DESCRIÇÃO DA ANÁLISE DE VIV NO DOMÍNIO DA FREQUÊNCIA E DA METODOLOGIA DA DNV

IV.1. Introdução

A análise estrutural dinâmica de uma estrutura sujeita a vibrações induzidas por vórtices pode ser realizada tanto no domínio do tempo quanto no domínio da frequência. A diferença entre eles está no tempo de duração das análises e nos ensaios experimentais já realizados.

A análise no domínio do tempo apresenta como vantagem a possibilidade de se considerar as duas não linearidades: as geométricas da estrutura e as físicas do solo. Pode também fazer atualização passo a passo dos coeficientes hidrodinâmicos. Porém, com a consideração de todas essas não linearidades mencionadas, devido a flutuação no tempo desses parâmetros, este tipo de análise torna-se menos estável e consome maior capacidade computacional que a análise no domínio da frequência.

Uma descrição sobre os modelos matemáticos para análise de VIV pelo domínio do tempo pode ser encontrada em [CARNEIRO, 2007], [CHENG & LAMBRAKOS, 2006] e [GRANT, *et al.*, 1999].

Nesta tese, serão apenas feitas análises no domínio da frequência. A seguir é apresentada uma breve apresentação das formulações para o cálculo do dano à fadiga em *risers* reais sujeitos ao fenômeno de vibrações induzidas por vórtices (VIV).

Um grupo de pesquisadores do MIT (*Massachusetts Institute of Technology*) desenvolveu, junto com o professor Kim Vandiver, um modelo para análise estrutural do fenômeno de VIV no domínio da frequência, que resultou na formulação do programa comercial Shear7. Este é o programa mais usado atualmente pela indústria offshore, pois dispõe do maior número de ensaios relacionados com os

problemas reais, os quais foram transformados em gráficos e expressões semi-empíricas.

É apresentada a análise no domínio da frequência, usada pelo programa Shear7, que apesar de iterativa é um procedimento computacional mais rápido e mais estável que no domínio do tempo.

Nas teses de doutorado de FRANCISS (1999) e SANTOS (2005) foi apresentado uma descrição detalhada do modelo de cálculo do programa Shear7. Nesta tese, são mostradas as modificações que ocorreram desde então.

São apresentadas também as formulações matemáticas usadas para o cálculo das amplitudes máxima de vibração para o caso de corrente uniforme.

As formulações matemáticas para o cálculo das frequências naturais de um duto em vão livre recomendadas pela DNVGL-RP-F105 (2017) fazem parte deste capítulo.

IV.2. Análise no domínio da frequência (Shear 7)

De um modo geral, a análise de VIV no domínio da frequência consiste na determinação das frequências naturais, modos e curvaturas, verificam-se quais modos e regiões são excitados e suas respectivas regiões de amortecimento, para então se determinar as amplitudes transversais de vibração associadas às frequências que são excitadas pelo desprendimento de vórtices. Com o resultado das frequências e amplitudes é determinado o dano.

No programa Shear7, a determinação das amplitudes é realizada com base em curvas semi-empíricas do coeficiente de *lift* e de amortecimento, obtidas através de ensaios experimentais, que são função da amplitude de vibração e da razão de frequências.

O fenômeno das vibrações induzidas por vórtices é modelado experimentalmente por vibrações livres de um cilindro rígido e livre para oscilar, sendo sujeito à VIV na direção transversal ao escoamento. Este fenômeno pode ser representado simplificada como um sistema massa – mola – amortecedor, conforme apresentado esquematicamente na Figura IV.1. A Equação (IV.1) da dinâmica clássica, descreve o movimento para tal sistema.

$$m\ddot{y} + c\dot{y} + ky = F_y \quad (IV.1)$$

onde, “m” é a matriz de massa estrutural por unidade de comprimento, incluindo a massa adicional, “c” é a matriz de amortecimento total (estrutural + hidrodinâmico), “k” é a matriz de rigidez não linear, levando em conta possível não linearidade geométrica, “ F_y ” é o vetor de força transversal e “y” é o deslocamento transversal do corpo de sua posição de equilíbrio, “ \dot{y} ” é a velocidade e “ \ddot{y} ” a aceleração.

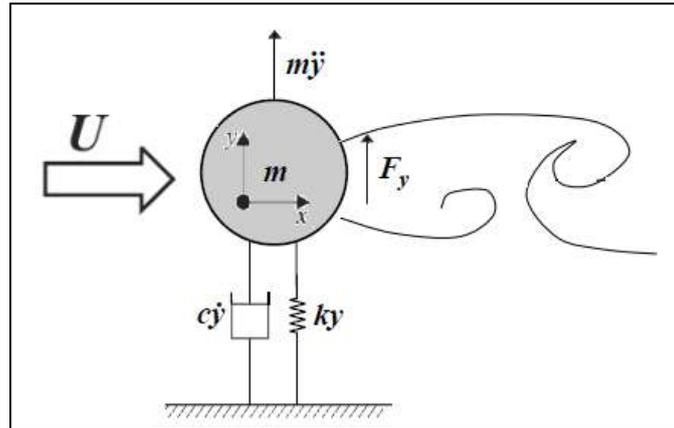


Figura IV.1 – Sistema para VIV transversal.

O programa Shear7 não considera a variação da massa adicionada por implicar num processo iterativo adicional, já que há uma variação do modo de vibração e das respectivas frequências naturais. Em outras palavras, a alteração da massa adicionada pode modificar, em alguns casos, a resposta da estrutura, pois altera os modos e frequência natural de vibração da estrutura, já que altera a massa total da mesma [RIVA, 2008].

A variação da massa adicionada é considerada pelo professor Triantafyllou no programa VIVA e pelo professor LARSEN no programa VIVANA. Essa variação considera a influência da razão de frequências (f_s/f) e da amplitude de vibração de acordo com BLEVINS (2001).

A solução da (Equação IV.1) é apresentada por FRANCISS (1999), SANTOS (1998) e SANTOS (2005), onde a resolução é obtida pelo método de superposição modal.

O limite entre a região de amortecimento e a região de excitação é estabelecido a partir do intervalo das velocidades reduzidas onde podem ocorrer *lock-in*, e comparando estas velocidades com as velocidades reduzidas para cada modo, já explicadas no capítulo III.

A determinação do intervalo de velocidades reduzidas, onde ocorre a região de excitação, é feita através de estimativas empíricas que relaciona a largura de banda e o número de Strouhal e pode ser definida da forma:

$$\alpha \leq V_r \leq \beta \quad (IV.2)$$

$$\alpha = \left(1 - \frac{BANDA}{2}\right) \cdot \frac{1}{St} \quad (IV.3)$$

$$\beta = \left(1 + \frac{BANDA}{2}\right) \cdot \frac{1}{St} \quad (IV.4)$$

onde, St é o número de Strouhal e o parâmetro $BANDA$ indica a largura de banda da região de *lock-in*, sendo uma das fontes de incerteza do métodos.

Simplificadamente, pode-se dizer que a região compreendida entre os intervalos α e β é a região de excitação, já a região fora deste intervalo é a região de amortecimento. O valor da largura de $BANDA$ e do número de Strouhal devem ser definidos previamente.

Após a definição da região de excitação, é necessário determinar os modos com maior potencial de excitação (π_n). Como o procedimento é iterativo, não se sabe qual é a energia de excitação associada a cada modo de vibração. Desta forma, faz-se a utilização de uma fórmula simplificada proposta por VANDIVER& LI (2005):

$$\pi_n = \frac{\int_{L_r^n} U(z)^2 dz}{\int_L U(z)^2 dz} \quad (IV.5)$$

onde, L_r^n corresponde a região de excitação para o modo n e $U(z)$ é a velocidade de corrente.

Esse processo de cálculo da análise modal da estrutura foi utilizado até a versão 4.4 do programa Shear7, onde foi substituída nas versões atuais pelo processo de *time-sharing*.

IV.2.1. Time-Sharing

A Figura IV.2 tirada do guia de usuário do programa Shear7 [VANDIVER, 2007] ilustra o princípio do *time-sharing*. O conceito de *time-sharing* considera que apenas um modo atua sobre uma parte da estrutura por vez. Mas, permite também que outros modos atuem na estrutura simultaneamente se eles estiverem suficientemente afastados de forma a não interferir na oscilação entre um e outro.

Esse processo é baseado em experimentos feitos no Gulf Stream e no Lago Seneca pelo professor Vandiver e sua equipe do MIT. Os dados experimentais revelaram que a resposta de VIV é dominada por uma única frequência de cada vez. Logo, o conceito do *time-sharing* entre os modos, faz a eliminação de sobreposição espacial entre os modos desnecessários.

De acordo com SWITHENBANK (2007), o maior impacto da frequência “*time-sharing*” é que aumenta a taxa de dano e fadiga do *riser*. Como a frequência muda com o *time-sharing*, a velocidade reduzida muda para cada ponto, ou seja, a velocidade reduzida varia com o tempo.

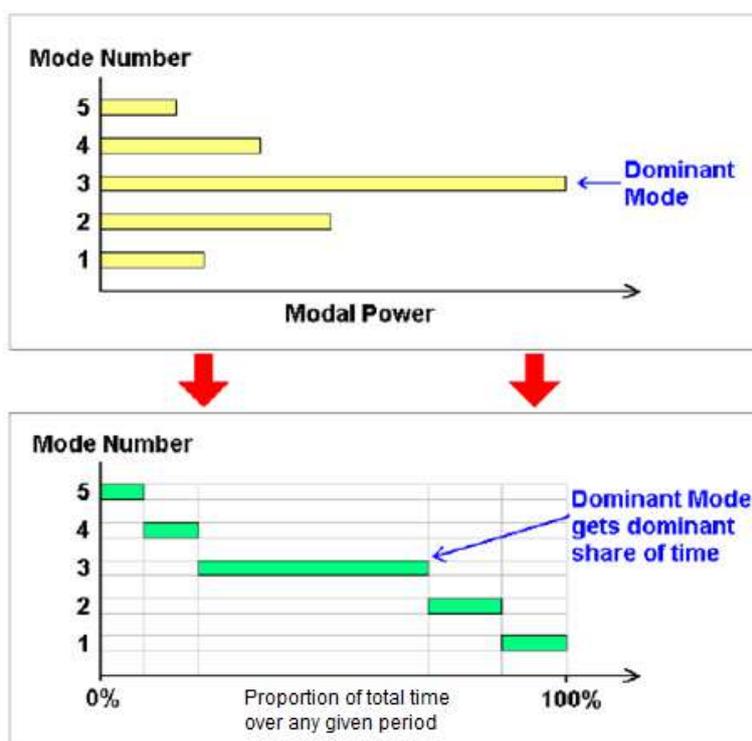


Figura IV.2 – Ilustração do princípio do time-sharing [VANDIVER, 2007].

A condição para que uma região esteja suficientemente distante da outra é determinada através de um parâmetro chamado “*primary zone amplitude cutoff*”. O

objetivo deste parâmetro é determinar qual o valor que a amplitude da região primária de oscilação precisa ter para que esta não impeça o surgimento de uma segunda região de oscilação. VANDIVER (2007) sugere o valor de 0,3, que significa que a amplitude terá de decair 30% do seu valor inicial para permitir o surgimento de outra região de excitação.

De acordo com VANDIVER (2007), três cenários de *time-sharing* são possíveis:

1 – Há apenas uma zona de *time-sharing* no *riser*: isso acontece quando a amplitude de propagação do modo dominante da onda está acima do valor de *cutoff* para todos os modos vizinhos. Isto será tipicamente o caso de modos baixos ou quando a amplitude de *cutoff* for pequena (próximo a 0,0).

2 – Há duas zonas de *time-sharing* independentes no *riser*: isto acontece quando a amplitude do modo dominante está abaixo do valor de *cutoff* apenas para um lado da região de *power-in* do modo dominante.

3 – Há três zonas de *time-sharing* independentes no *riser*: isto acontece quando existem zonas de *power-in* secundárias para ambos os lados da zona primária. Isto acontece em casos *sheared* com amplitudes de *cutoff* altas (próximo a 1,0).

IV.2.2. Cálculo da força modal, amplitude adimensional e amortecimento modal

Na região de excitação, a força modal está em fase com a velocidade da estrutura. Esta força é transversal à direção de propagação do fluido e pode ser escrita de acordo com a Equação (IV.6):

$$P_n = \int_L |P(z,t) \cdot Y(z)| \cdot dz \quad (IV.6)$$

A força de sustentação, por unidade de comprimento, na região de excitação para uma frequência ω_n , pode ser escrita da seguinte forma [BLEVINS, 2001]:

$$P_n(z,t) = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot D \cdot U^2(z) \cdot C_L(z, A/D) \cdot \text{sen}(\omega_n t) \quad (IV.7)$$

onde, $C_L(z, A/D)$ é o coeficiente de sustentação para cada modo.

O coeficiente de sustentação depende do modelo que irá se adotar: conservativo ou não conservativo.

No modelo conservativo, versão 4.2 do programa Shear7, o coeficiente de sustentação depende apenas de z e da relação A/D e foi proposto por VANDIVER (2000), representado pela Equação (IV.8):

$$C_L(z, A/D) = \gamma_L(z) \cdot C_{L0}(A/D) \quad (IV.8)$$

onde, $\gamma_L(z)$ é um fator de redução função do número de Reynolds, C_{L0} é o coeficiente de sustentação que foi obtido através de ensaios de oscilação forçada e é função da amplitude de resposta (A/D).

É sabido que uma estrutura submetida a uma corrente turbulenta e variável com a profundidade, normalmente terá uma ou mais zonas de excitação de energia e, também, zonas de amortecimento (dissipação de energia). Porém haverá um equilíbrio entre a produção de energia e a dissipação de energia durante um ciclo em equilíbrio dinâmico.

De acordo com [WU *et.al*, 2017], para o balanço de energia em um *riser* submetido a uma corrente turbulenta, o coeficiente de excitação irá depender da oscilação da amplitude e também de sua frequência. Um coeficiente de excitação positivo representa uma transferência de energia positiva do fluido para a estrutura (parte vermelha da Figura IV.3). Já o coeficiente de excitação torna-se negativo com o aumento da resposta da amplitude (parte verde da Figura IV.3) significando a dissipação de energia.

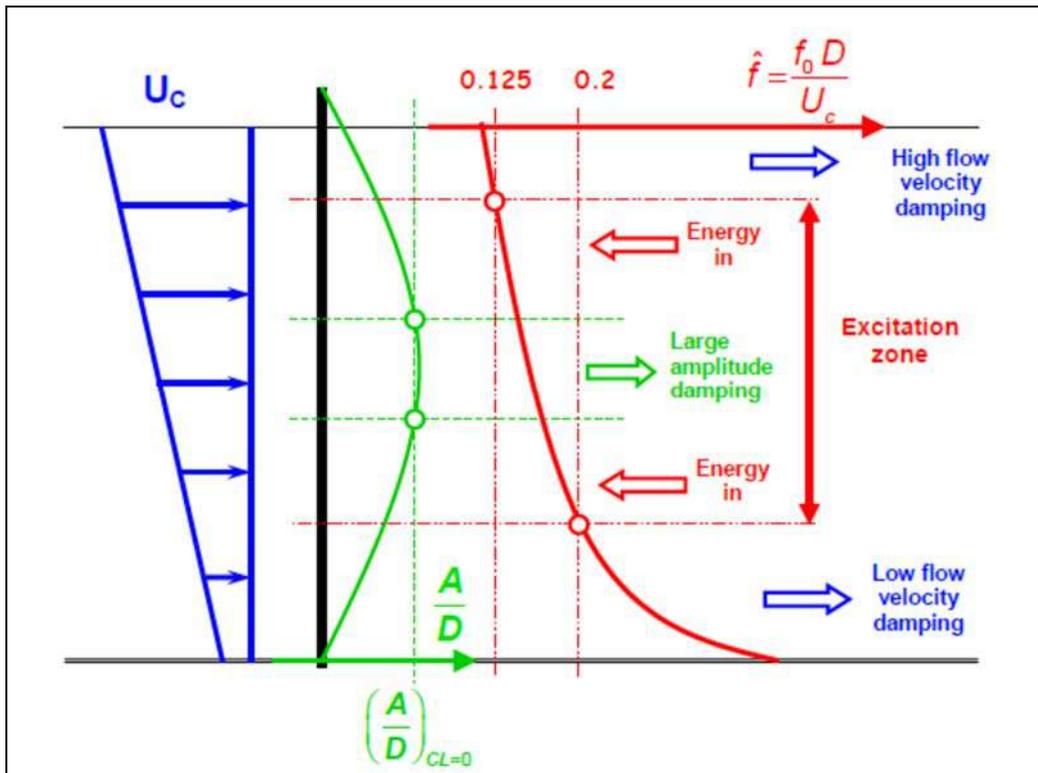


Figura IV.3 - Balanço de energia para vibração em *riser* com fluxo de corrente turbulento [WU, *et.al*, 2017].

Na versão 4.2 do Shear7, o coeficiente de sustentação tem valores negativos (Figura IV.4), que contribuem para a diminuição da amplitude de resposta para grandes amplitudes adimensionais ($A/D > 1,1$). Isto, normalmente, ocorre para perfis de corrente quase uniformes. Outro aspecto importante com relação ao C_L negativo é que este faz o papel de amortecimento adicional ao invés de excitação.

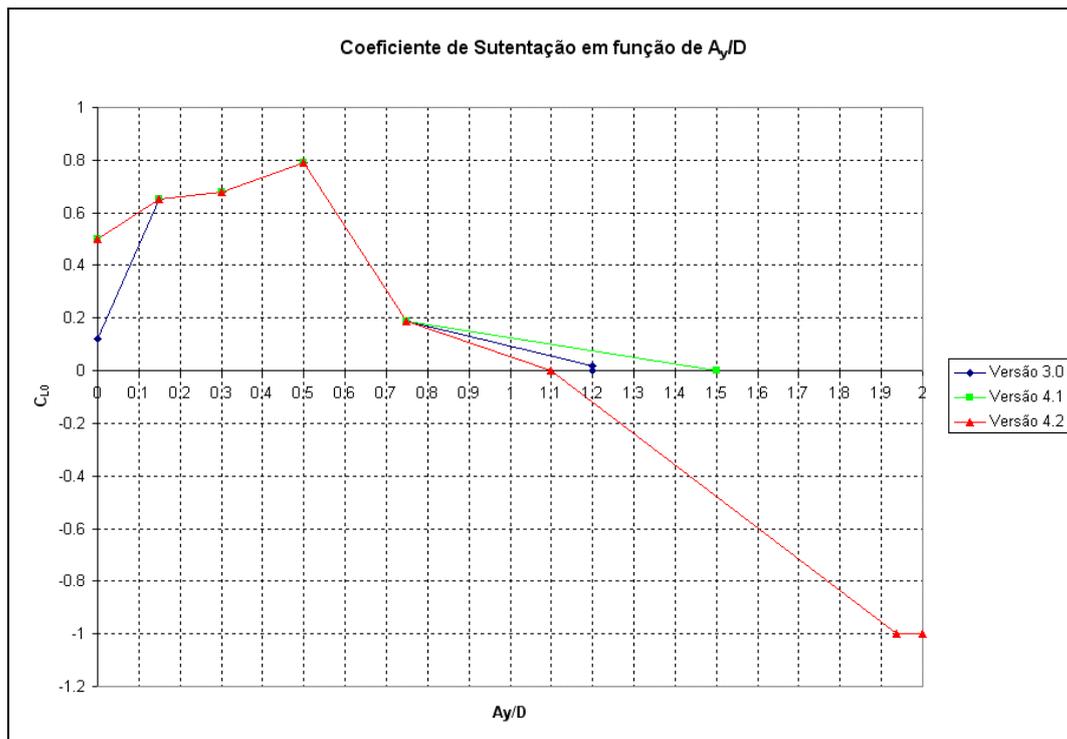


Figura IV.4 – Coeficiente de sustentação x amplitude adimensional [SANTOS, 2005].

Na versão 4.4 do programa Shear7, o gráfico do coeficiente de sustentação se mantém das versões anteriores com o rótulo de “versão conservativa”. A partir de então, uma nova versão é acrescentada, chamada de “não conservativa” onde o coeficiente de sustentação pertence a uma família de curvas onde cada curva depende da razão entre frequências (f_n / f_s). A Figura IV.5 apresenta o gráfico do coeficiente de sustentação e os números 1, 2, 3, 4 e 5 dependem da razão entre a frequência natural e a frequência de *shedding*. Isto pode ser observado na Figura IV.6, onde o gráfico mostra a curva do coeficiente de sustentação pela amplitude adimensional pra diferentes razões entre frequências.

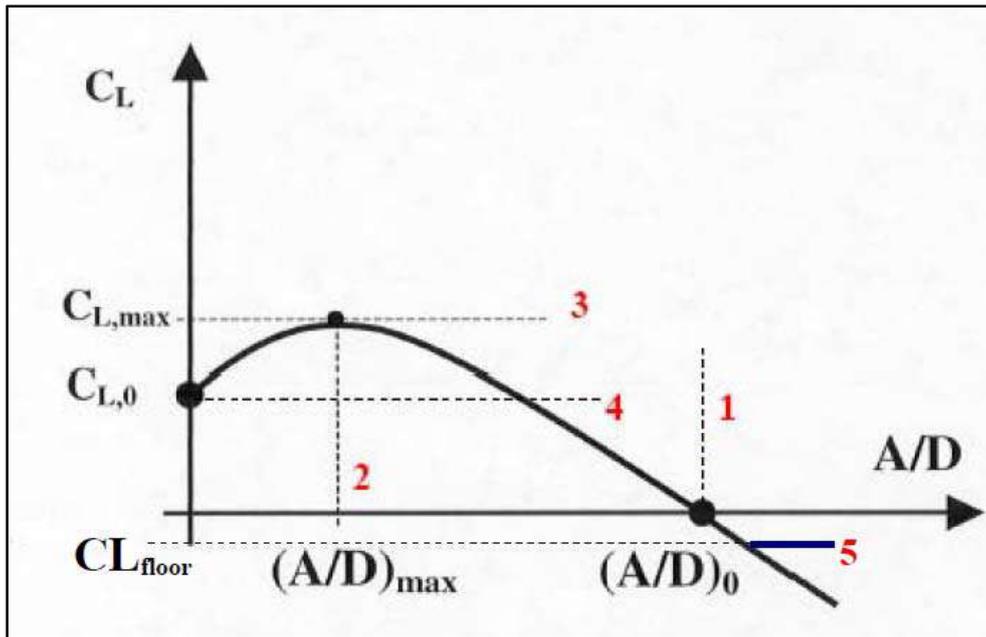


Figura IV.5 – Gráfico do coeficiente de sustentação [VANDIVER & LI, 2005].

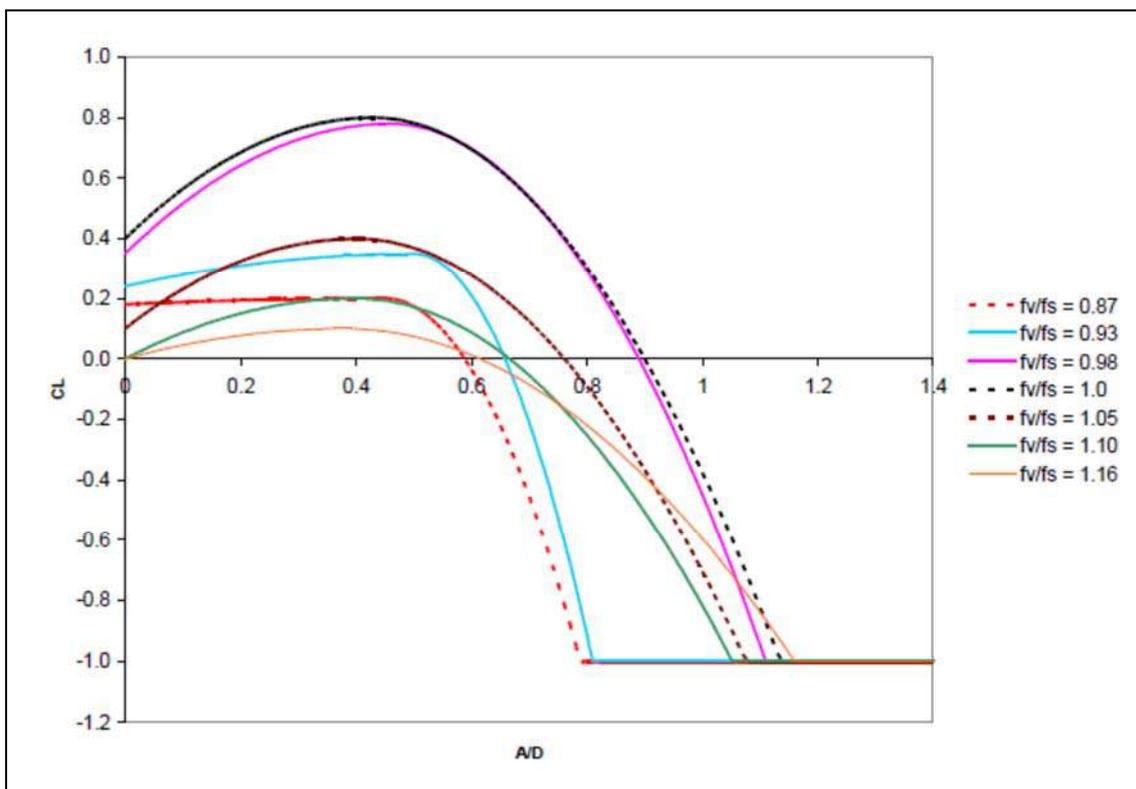


Figura IV.6 – Gráfico do coeficiente de sustentação pra diferentes razões entre a frequência natural e a frequência de *shedding* [LOPES, 2006].

A versão 4.8 do programa Shear7 apresentou uma novidade ao programa, incluindo duas novas famílias de curva de sustentação para o caso de VIV *in-line* (Figura IV.7). Essas curvas, chamadas de “modelo de excitação *in-line* muito conservativo (CL7) e modelo de excitação *in-line* (CL8)”, foram estudadas e

acrescentadas ao programa como um novo caso de consideração para VIV *in-line*, que até então não existia essa opção de análise no programa Shear7.

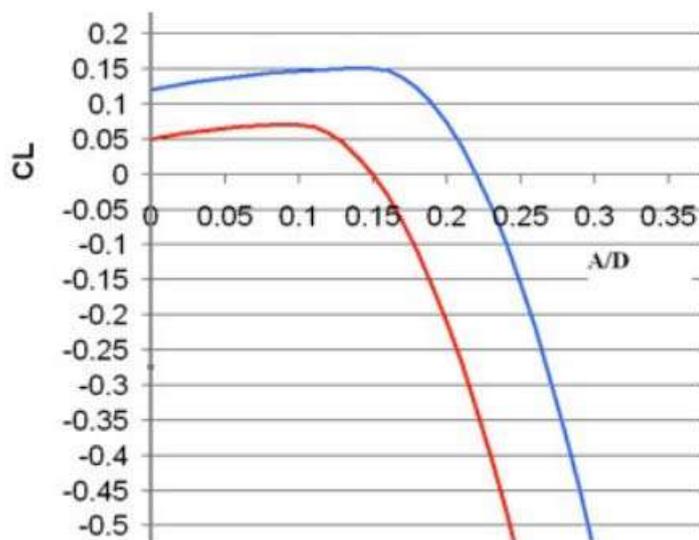


Figura IV.7 – Curva de sustentação para o caso de VIV *in-line* [User Guide Shear7 4.9b].

A Tabela IV.1 apresenta os valores das famílias das curvas apresentadas na Figura IV.7.

Tabela IV.1 – Curvas de sustentação para VIV *in-line* [User Guide Shear7 4.9b].

Ctype 7 = Modelo de excitação <i>in-line</i> muito conservativo				
ndfreq(*)	aCL0*	aCLmax*	CLmax*	CLa0*
0,64	0,15	0,1	0,07	0,05
0,91	0,2	0,15	0,15	0,12
1,52	0,2	0,15	0,15	0,12
2,36	0,15	0,1	0,07	0,05
Ctype 8 = Modelo de excitação <i>in-line</i>				
ndfreq(*)	aCL0*	aCLmax*	CLmax*	CLa0*
0,64	0,125	0,075	0,07	0,05
0,91	0,175	0,125	0,15	0,12
1,52	0,175	0,125	0,15	0,12
2,36	0,125	0,075	0,07	0,05

*ndfreq, aCL0, aCLmax, CLmax, CLa0 são parâmetros utilizados para determinação da curva de *lift*.

Outra alteração apresentada pelo programa Shear7 é que o número de Strouhal pra VIV *in-line* passa para 0,33 em vez de 0,18 que é para a condição de vibração *cross-flow* e a largura de banda passa a ser de 1,15 em vez de 0,4 para o *cross-flow*. [DEKA, *et al.*, 2013] já apresentaram um estudo com essas novas

alterações propostas pelo programa Shear7 versão 4.8, onde a proposta era descrever uma metodologia para avaliar a vibração induzida por vórtices em *jumpers* submarinos comparando com a metodologia da DNV-RP-F105 (2006), que até o momento era a única forma de se estudar VIV em *jumpers* submarinos.

De acordo com o manual do programa Shear7, versão 4.8, para se ter uma largura de banda apropriada e a região de excitação correta para uma análise de vão livre os valores do número de Strouhal e da largura de banda devem ser modificados de acordo com a Tabela IV.2.

Tabela IV.2 – Comparação entre parâmetros de entrada no programa Shear7 [User Guide Shear7 4.9b].

Caso	Nº Strouhal (St)	Banda (Vr Bandwidth)	Variação de Vr excitado		Variação freq. Normalizada		variação Fn/Fv0	
			menor	maior	menor	maior	menor	maior
VIV cross-flow	0,18	0,40	4,40	6,70	0,15	0,23	0,83	1,25
VIV in-line	0,33	1,15	1,29	4,77	0,21	0,78	0,63	2,35

A amplitude adimensional é apresentada pela seguinte equação:

$$\frac{A}{D} = \frac{\frac{1}{2} \cdot \int_{L'} \rho_f U^2(z) C_L(z, \omega_n) |Y_n(z)| dz}{\int_{L-L'} \zeta_h(z) Y_n^2(z) \omega_n dz + \int_L \zeta_s(z) Y_n^2(z) \omega_n dz} \quad (\text{IV.9})$$

onde, ζ_h é o amortecimento hidrodinâmico e ζ_s o amortecimento estrutural. São considerados separados, pois possuem diferentes intervalos de integração, e $L - L'$ representa a região de amortecimento.

O amortecimento modal estrutural é representado de acordo com a seguinte equação:

$$\zeta_s = 2 \cdot \omega_n \cdot m \cdot \xi_s \quad (\text{IV.10})$$

onde, ω_n é a frequência natural de vibração, m a massa total por unidade de comprimento e ξ_s a taxa do amortecimento estrutural.

Para o cálculo do amortecimento hidrodinâmico foi usado o modelo proposto por [VENUGOPAL, 1996], onde o amortecimento varia segundo a região de alta ou baixa velocidade reduzida.

Para a região de baixa velocidade reduzida ($V_r \leq 5$) o amortecimento hidrodinâmico é representado pela Equação (IV.11):

$$\zeta_h(z) = R_{sw} + C_{rl} \rho_f D U(z) \quad (IV.11)$$

$$R_{sw} = \frac{\omega_n \pi \rho_f D^2}{2} \cdot \left[\frac{2\sqrt{2}}{\sqrt{\text{Re}_\omega}} + 0,25 \left(\frac{A}{D} \right)^2 \right] \quad (IV.12)$$

$$\text{Re}_\omega = \omega_n \cdot D^2 / \nu \quad (IV.13)$$

onde, C_{rl} é um coeficiente empírico onde VENUGOPAL (1996) recomenda e ρ_f é 0,18 densidade do fluido externo.

Para a região de alta velocidade reduzida ($V_r > 5$), o amortecimento hidrodinâmico pode ser descrito como:

$$\zeta_h(z) = C_{rh} \frac{\rho_f U^2(z)}{\omega_n} \quad (IV.14)$$

onde, C_{rh} é um coeficiente empírico que VENUGOPAL (1996) recomenda 0,20 e ρ_f é a densidade do fluido externo.

O processo iterativo acontece entre as Equações (IV.9) e (VI.14), pois tanto o amortecimento quanto a energia de excitação dependem da amplitude de vibração, que se modifica com o balanço de energia no sistema.

Para a versão 4.8 do programa Shear7 observou-se a necessidade de se modificar o amortecimento hidrodinâmico para que o mesmo pudesse acomodar o fluxo axial quando o *jumper* for submetido a corrente na direção paralela a sua estrutura (Figura IV.8). Sob esse fluxo axial puro, o *jumper* fica sujeito a regiões de excitação (perpendicular ao fluxo) e regiões de amortecimento (paralelo ao fluxo).

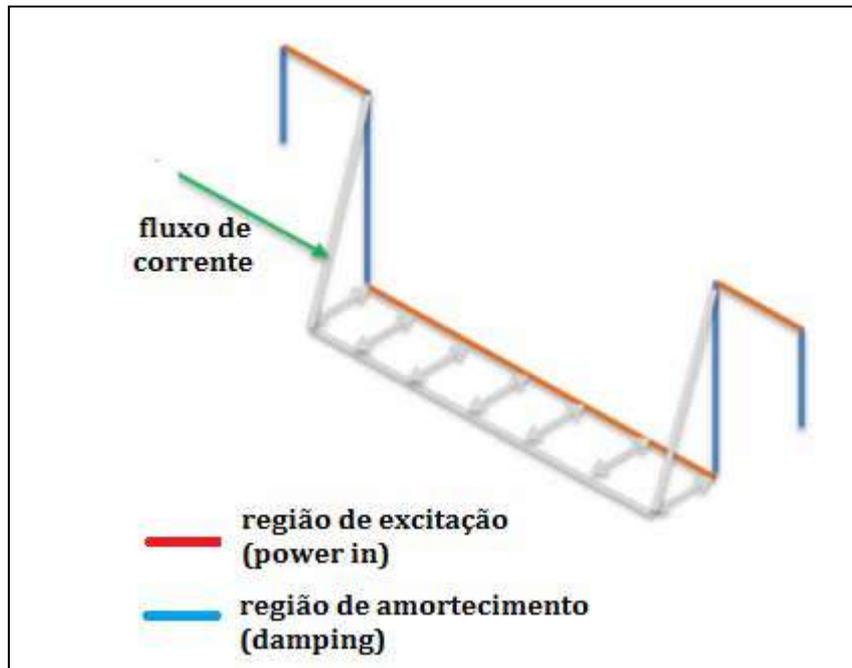


Figura IV.8 – Região de excitação e amortecimento no *jumper* para uma corrente paralela ao perfil do *jumper* (fluxo axial puro) [User Guide Shear7 4.9b].

Em um fluxo típico, o amortecimento total, em qualquer nó n , é a soma do amortecimento estrutural e hidrodinâmico, conforme Equação (IV.15) e Equação (IV.16).

$$\zeta_n = \zeta_s + \zeta_h \quad (IV.15)$$

$$\zeta_n = \zeta_s + \frac{\int r_n(z).Y_n^2(z).dz}{2.\omega_n.M_n} \quad (IV.16)$$

onde, r_n é o coeficiente de amortecimento hidrodinâmico, Y o modo de vibração, ω a frequência angular e M a massa da estrutura.

Nas versões anteriores do programa Shear7, o coeficiente de amortecimento hidrodinâmico existia apenas para velocidade reduzida menor que 7. Na versão atual (versão 4.9b), existem dois coeficientes de amortecimento adicionais, para “desligar” o amortecimento da água e adicionar o amortecimento do fluxo axial, conforme apresentado pela Equação (IV.17) e Equação (IV.18).

Se $Vr < 7$:

$$r_h(z) = \frac{\omega.\pi.\rho.D^2}{2} \left[C_{D0} \frac{2\sqrt{2}}{\sqrt{Re_\omega}} + C_{D1} \left(\frac{A}{D} \right)^2 \right] + C_{D2}.\rho.D.U + C_{D4}\rho D.U^2 \quad (IV.17)$$

Se $V_r > 7$:

$$r_h(z) = C_{D3} \cdot \rho \cdot \frac{U^2}{\omega} + C_{D4} \rho D \cdot U^2 \quad (\text{IV.18})$$

onde, C_{D0} , C_{D1} , C_{D2} , C_{D3} e C_{D4} são coeficientes de amortecimento imputados no programa do Shear7.

IV.2.3. Determinação do dano e vida útil de um riser devido à VIV

No método proposto a seguir, consideram-se os efeitos do modo ressonante e de alguns modos não ressonantes. Em geral, adotam-se sete modos (um ressonante e seis não ressonantes, sendo três modos acima e três modos abaixo do modo dominante), pois além do intervalo indicado, os outros modos praticamente não contribuem para a resposta da estrutura.

O cálculo do dano tem como base o período de um ano. A vida útil (em anos) é o inverso do dano.

O dano à fadiga para cada modo ressonante é descrito de acordo com a Equação (IV.19):

$$D_r(z) = \frac{\omega_r T}{2\pi \log A} (\sqrt{2} S_{r,RMS}(z))^m \Gamma\left(\frac{m+2}{2}\right) \quad (\text{IV.19})$$

E o dano total ao longo da estrutura como:

$$D(z) = \sum_r D_r(z) \quad (\text{IV.20})$$

onde:

$$S_{r,RMS}(z) = \sqrt{\sum_r \frac{1}{8} \cdot \left| \sum_n Y_n''(z) \cdot E \cdot D_e \cdot \overline{P_{nr}} \cdot H_{nr} \cdot \left(\frac{\omega_r}{\omega_n} \right) \right|^2} \quad (\text{IV.21})$$

r é o modo ressonante e n o modo não ressonante;

m e $\log A$ são parâmetros da curva S-N, definida pela forma $N = \log A \cdot S^{-m}$, com S sendo a dupla amplitude de tensão, N o número de ciclos associados a S que leva à ruptura;

Γ a função gama;

E o módulo de Young, $Y_n''(z)$ a curvatura para o modo n , D_e o diâmetro externo, $\overline{P_{nr}}$ a força modal, H_{nr} a função de resposta em frequência complexa, ω_r a frequência para o modo ressonante em rad/s e ω_n a frequência para o modo n em rad/s.

Maiores detalhes sobre as deduções das equações apresentadas anteriormente podem ser obtidos em VANDIVER (2005), FRANCISS (1999) e SANTOS (2005).

A Figura IV.9 apresenta o fluxograma de procedimento para análise de VIV no domínio da frequência de acordo com [VANDIVER & LI, 2005].

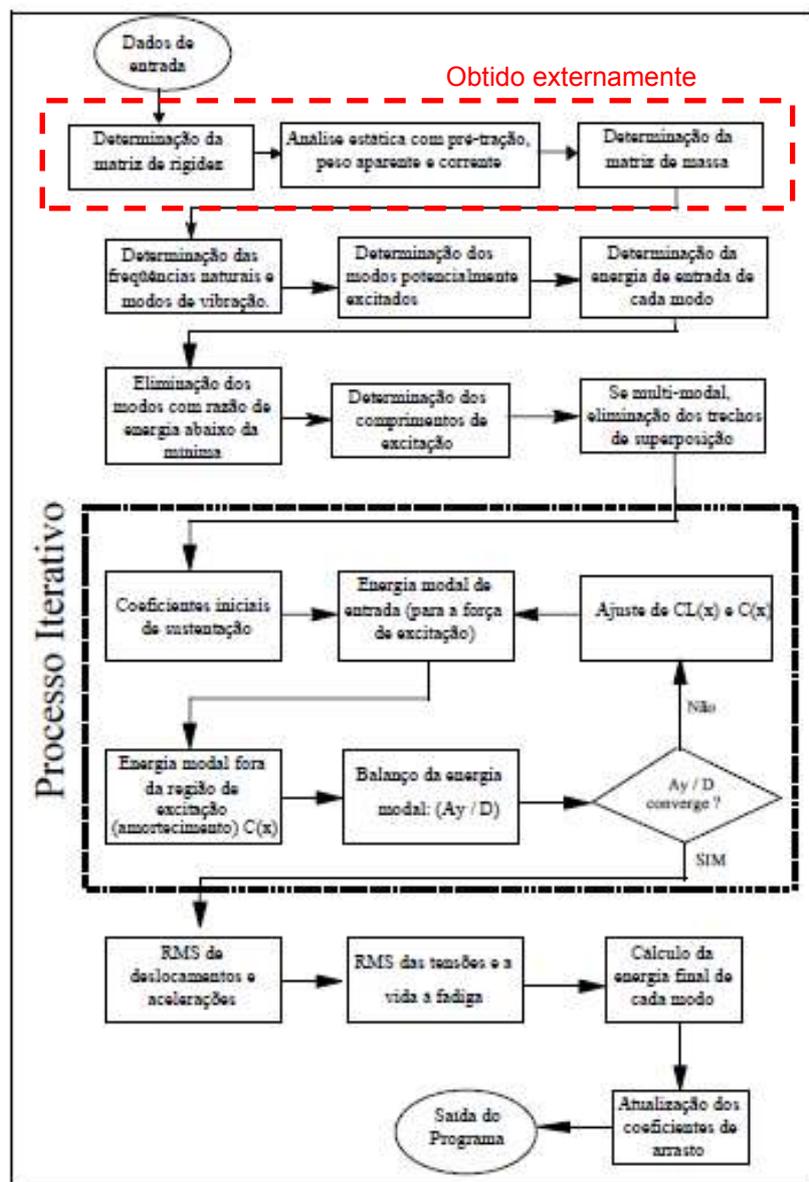


Figura IV.9 – Fluxograma de procedimento para análise de VIV no domínio da frequência [VANDIVER & LI, 2005].

As três primeiras caixas do fluxograma apresentado na Figura IV.9 são dados obtidos externamente, através de um programa de elementos finitos para os cálculos das frequências, modos e curvaturas da estrutura analisada e, posteriormente, inseridos nos dados de entrada do programa Shear7. De acordo com o manual do Shear 7, o programa obtém, internamente, apenas formulações analíticas para este cálculo, que são adequadas apenas para *riser* em configuração vertical.

IV.3. Fórmulas analíticas para correntes uniformes

IV.3.1. Amplitudes máximas

As equações empíricas obtidas por meio de ensaios de vários pesquisadores foram dimensionadas para o caso de ocorrência de vibrações induzidas pelo desprendimento de vórtices no caso de correntes uniformes para direção *cross-flow*. As amplitudes máximas (A) podem ser encontradas em [BLEVINS, 1990] e apresentam as seguintes fórmulas adimensionais (A/D):

Blevins (1977):

$$\frac{A}{D} = \frac{0.07\gamma}{(1.9+2\pi Ks)St^2} \left(0.3 + \frac{0.72}{(1.9+2\pi Ks)St} \right)^{1/2} \quad (IV.22)$$

Sarpkaya (1979):

$$\frac{A}{D} = \frac{3.2\gamma}{[0.06+(4\pi^2 St^2 Ks^2)]^{1/2}} \quad (IV.23)$$

Esta fórmula é utilizada para número de Reynolds entre 200 e 200000.

A partir do ajuste de vários ensaios, Griffin/Ramberg (1982) desenvolveram a seguinte expressão para amplitude máxima de vibração:

$$\frac{A}{D} = \frac{1.29\gamma}{[1+0.43(4\pi^2 St^2 Ks)]^{3.35}} \quad (IV.24)$$

Brown & Root:

$$\frac{A}{D} = \frac{3.82C_L\gamma}{[1.0+0.19\left(\frac{4\pi^2 St^2 Ks}{C_L}\right)]^{3.35}} \quad (IV.25)$$

onde:

Ks é o parâmetro de estabilidade, que está definido no item IV.4.3;

St é o número de Strouhal;

C_L é o coeficiente de sustentação;

Υ é o fator modal. Para vigas bi-rotuladas espera-se que este valor seja próximo de 1,155. Este fator é usado na maioria das fórmulas para calcular amplitude de vibração em vigas. Sua formula pode ser descrita como:

$$\Upsilon = \varphi_{max} \left(\frac{y}{L} \right) \sqrt{\frac{\int_0^L \varphi^2(y) dy}{\int_0^L \varphi^4(y) dy}} \quad (IV.26)$$

onde, L é o comprimento do cilindro e φ_{max} é o modo de vibração.

De acordo com a [DNV RP-F104, 2010], o valor da raiz quadrada média (RMS – *root mean square*) da amplitude *in-line* pode ser calculada como uma fração do RMS da amplitude *cross-flow*, dependendo do número do modo de vibração, como mostra a Figura IV.10 .

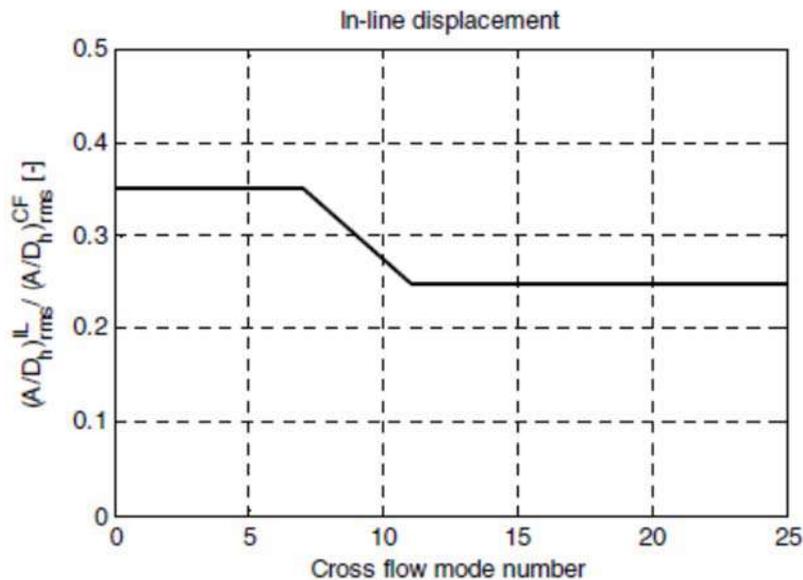


Figura IV.10 – $(A/D)_{rms}^{IL} / (A/D)_{rms}^{CF}$ como função do número do modo *cross-flow* [DNV RP F104, 2010].

De acordo com a Figura IV.10, para o modo de vibração *cross-flow* de 0 a 5, o fator de multiplicação para amplitude *in-line* seria de 0,35, ou 35%.

Uma observação importante é que essas equações independem da velocidade da corrente, ao contrário de elementos esbeltos sujeitos a correntes com perfil variável

IV.4. Curva S-N

Estudos iniciais efetuados por [WÖHLER, 1870] foram realizados em componentes estruturais sujeitos à flexão, torção e carregamentos axiais. Estes estudos permitiram concluir que a vida à fadiga aumenta com a diminuição da intensidade de tração aplicada. E, a partir desses estudos, resulta a caracterização do comportamento à fadiga em termos de amplitude de tração versus vida à fadiga, e dela tem origem a curva clássica para caracterização da fadiga dos materiais, chamada de curva S-N. Esta curva relaciona um valor de tensão alternada (S) ao número de ciclos (N) que pode levar o corpo de prova, sob ensaio, à ruptura.

As curvas S-N são obtidas através de testes experimentais onde se aplica um carregamento cíclico de amplitude constante sobre um corpo de prova de dimensões normalizadas até que ocorra a falha por fratura. A definição do número de ciclos até a falha é obtida pela execução de testes experimentais para cada condição ensaiada. Consequentemente, a vida resultante incorpora o número de ciclos para iniciar a trinca dominante e a propagação até que ocorra a falha, que pode ser de até 90% do valor da vida total [BALENA, 2010], quando se trata de material base.

Para a curva S-N representada em escala log-log, a relação entre a tensão alternada e o número de ciclos até que ocorra a falha, pode ser representada por uma linha reta (Figura IV.11). Portanto, conhecendo-se a inclinação e qualquer outro ponto da reta para uma determinada amplitude de tensão a vida à fadiga pode ser calculada diretamente.

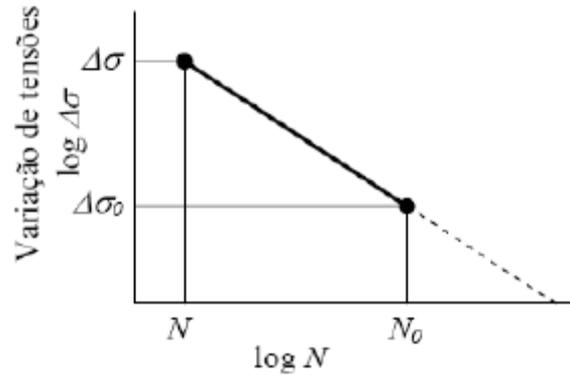


Figura IV.11 – Curva S-N padrão [Lemos, 2005].

O projeto básico de uma curva S-N para um *riser* na água do mar, com proteção catódica, considerando um carregamento de amplitude constante, gera o número de ciclos até a falha de acordo com a seguinte fórmula [DNV RP C203]:

$$\log N = \log \bar{a} - b \cdot \log \Delta \sigma \quad (\text{IV.27})$$

onde, N é o número de ciclos até a falha por fadiga, $\log \bar{a}$ é a interseção com o eixo $\log N$, b é o inverso da inclinação da curva S-N e $\Delta \sigma$ é a dupla amplitude da variação da tensão.

O intervalo de tensões a ser aplicada nos danos a fadiga é determinado pela aplicação de um SCF e também de um fator de correção de espessura (Equação VI.28).

$$S = S_0 \cdot SCF \cdot \left(\frac{t_{fat}}{t_{ref}} \right)^k \quad (\text{IV.28})$$

$$t_{fat} = t_{nom} - 0.5 \cdot t_{corr} \quad (\text{IV.29})$$

onde, S_0 é a tensão nominal; $\left(\frac{t_{fat}}{t_{ref}} \right)^k$ o fator de correção de espessura, t_{nom} é a espessura da parede nominal do duto, t_{corr} é a espessura de corrosão permitida e $t_{ref} = 25\text{mm}$ [DNV RP C203].

Para material básico é necessário considerar-se o efeito da tensão média (σ_m), sendo as mais comuns [BALENA, 2010]:

Gerber:

$$\sigma_a = \sigma_f \left(1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_u} \right)^2 \right) \quad (\text{IV.30})$$

Goodman:

$$\sigma_a = \sigma_f \left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_u}\right) \quad (IV.31)$$

Soderberg:

$$\sigma_a = \sigma_f \left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_y}\right) \quad (IV.32)$$

onde, σ_f é a tensão limite de fadiga para um dado número de ciclos; σ_u é a tensão limite de resistência do material; σ_y é a tensão de escoamento do material.

Tais equações são aceitas para estruturas que não causem tensões que atinjam o valor da tensão de escoamento do material.

Para uma curva bi-linear representada em escala log-log, a formulação é representada da seguinte forma:

$$N = \bar{a}_1 \cdot S^{-m_1} \quad S > S_{SW} \quad (IV.33)$$

$$N = \bar{a}_2 \cdot S^{-m_2} \quad S \leq S_{SW} \quad (IV.34)$$

onde, m_1 e m_2 são os expoentes de fadiga (a inclinação inversa da curva S-N); \bar{a}_1 e \bar{a}_2 são as constantes de força de fadiga e S_{SW} é a tensão da interseção da curva de fadiga bi-linear (Figura IV.12).

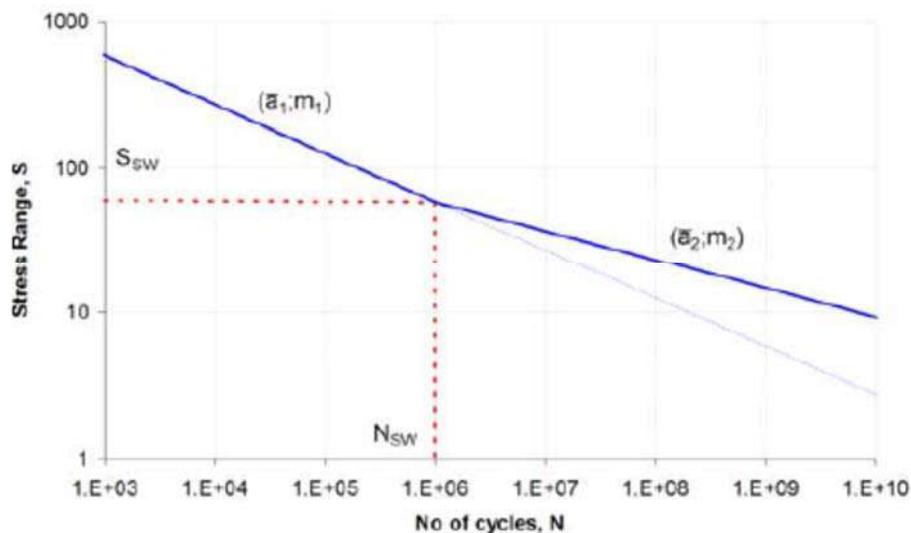


Figura IV.12 – Exemplo de uma curva bi-linear [DNV RP F204, 2010].

A Figura IV.13 apresenta a curva SN, de acordo com as práticas recomendadas da DNV RP C203 (2011), na água do mar com proteção catódica e os valores nominais para o cálculo da curva é dado pela tabela apresentada na Figura IV.14.

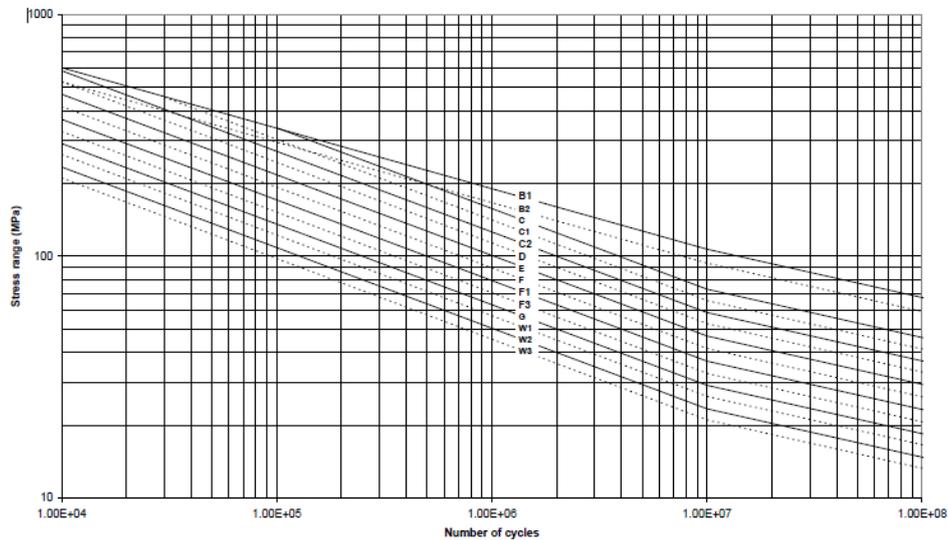


Figura IV.13 – Curva S-N na água do mar com proteção catódica [DNV RP C203, 2011]

S-N curves in air						
S-N curve	$N \leq 10^7$ cycles		$N > 10^7$ cycles	Fatigue limit at 10^7 cycles *)	Thickness exponent k	Structural stress concentration embedded in the detail (S-N class), ref. also equation (2.3.2)
	m_1	$\log \bar{a}_1$	$\log \bar{a}_2$ $m_2 = 5.0$			
B1	4.0	15.117	17.146	106.97	0	
B2	4.0	14.885	16.856	93.59	0	
C	3.0	12.592	16.320	73.10	0.15	
C1	3.0	12.449	16.081	65.50	0.15	
C2	3.0	12.301	15.835	58.48	0.15	
D	3.0	12.164	15.606	52.63	0.20	1.00
E	3.0	12.010	15.350	46.78	0.20	1.13
F	3.0	11.855	15.091	41.52	0.25	1.27
F1	3.0	11.699	14.832	36.84	0.25	1.43
F3	3.0	11.546	14.576	32.75	0.25	1.61
G	3.0	11.398	14.330	29.24	0.25	1.80
W1	3.0	11.261	14.101	26.32	0.25	2.00
W2	3.0	11.107	13.845	23.39	0.25	2.25
W3	3.0	10.970	13.617	21.05	0.25	2.50
T	3.0	12.164	15.606	52.63	0.25 for SCF \leq 10.0 0.30 for SCF $>$ 10.0	1.00

Figura IV.14 – Valores correspondentes ao gráfico da Figura IV.13 [DNV RP C203, 2011].

IV.3.2. Cálculo do dano à fadiga

A regra de Palmgren-Miner considera o processo de fadiga como um processo de acumulação de danos para diversos carregamentos [DNV RP C203, 2010].

Considerando o acúmulo de danos como linear, a cada ciclo há uma contribuição no dano que é função da dupla amplitude de tensão. Para ocorrer uma falha, o número de ciclos de certa amplitude de tensão sobre o número de ciclos de falha dever ser igual a um (Equação IV.35).

$$D(t) = \sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i} = 1 \quad (\text{IV.35})$$

onde, $D(t)$ é o dano acumulado, k é o número de níveis de tensão, n_i é o i -ésimo número de ciclos realizados com determinada amplitude de tensão e N_i é o i -ésimo número de ciclos para falha.

IV.5. DNV-RP-F105

Conforme citado no capítulo inicial, não existe um guia de práticas recomendadas para o cálculo de fadiga em *jumpers*. Logo, muitos projetistas adotam a norma da DNV, para o cálculo de vãos livres submarinos [DNVGL-RP-F105, 2017], como base para o dimensionamento de *jumpers* submarinos devido à fadiga.

O objetivo deste item não é detalhar toda formulação da norma, pois não é o escopo deste trabalho. O objetivo é avaliar o critério de *screening* que servirá como um método de comparação para as frequências naturais de um *jumper* calculadas pelo método de elementos finitos. Será, portanto, analisado o quanto a DNVGL-RP-F105 (2017) pode ser conservativa para o cálculo das frequências naturais em um *jumper* submarino.

IV.4.1. Histórico

O cálculo de fadiga para vãos livres seguiu-se de uma trajetória cronológica [DNV site Acessado 24/07/2017], explicitada no parágrafo seguinte, onde a DNV foi aprimorando os estudos até se obter uma recomendação prática para esse tipo de análise.

Nos anos 70, o vão máximo admitido era o vão mecânico, onde era realizada uma análise bem simplificada, sem se considerar o ambiente de estudo e levando-se em conta apenas a fadiga *in-line* da estrutura. Na época, a curva S-N e o efeito das ondas eram pouco conhecidos, no caso de VIV.

Nos anos 80, não eram permitidas vibrações transversais na metodologia de análise de vãos livres, o que limitava a projetos apenas de vãos curtos e ainda sem a consideração do efeito da onda.

Em 1998, a DNV publicou o “DNV *guideline* 14”, onde o critério de avaliação de vãos livres em dutos submarinos era permitido a ocorrência de vibrações transversais, contanto que a fadiga fosse verificada por critérios simplificados.

Em 2002, a DNV-G14 foi melhorada e publicada como DNV-RP-F105, o qual tem como base, resultados experimentais realizados pelo instituto Marintek. Nesta recomendação, foi incluído efeito de trincheira, coeficientes hidrodinâmicos, parâmetros de solo, e estimativas para resposta estrutural. Foi nesse ano que também foi apresentado o critério de *Screening* com cálculos mais complexos.

Em 2006, foi feita a atualização da edição de 2002, incluindo-se novas metodologias e com formulações atualizadas e métodos de cálculos mais complexos baseados em estudos realizados.

Em 2017, foi feita a atualização da edição de 2006, incluindo-se novas metodologias e com formulações atualizadas.

IV.4.2. Critério *Screening*

No critério *Screening*, é proposto que se permita uma fadiga devida às VIV para cargas combinadas de corrente e onda. A calibração desse critério foi realizada de forma a garantir uma vida mínima à fadiga superior a cinquenta anos. Também é adotado como premissa de validade do critério que a resposta de vibração estrutural ocorra no primeiro modo de vibração. Caso o problema viole essa premissa, será necessário o cálculo de fadiga estrutural através de um método mais completo e detalhado.

O valor da deflexão estática é muito importante para o cálculo da frequência natural de vibração. Este parâmetro depende das condições de contorno, da tração ou da compressão aplicada ao duto. Segundo a [DNVGL-RP-F105, 2017], se não for possível realizar a medição da flexão, esta pode ser aproximada pela fórmula apresentada na Equação (IV.36):

$$\delta = C_6 \frac{qL_{eff}^4}{EI(1+CSF)} \frac{1}{\left(1 + \frac{S_{eff}}{P_{cr}}\right)} \quad (IV.36)$$

onde, C_6 é o coeficiente devido à condição de contorno (Tabela IV.3), q é a força peso por unidade de comprimento, L_{eff} é o comprimento efetivo da tubulação, E é o módulo de Young do material, I é o momento de inércia do duto, CSF é o fator de rigidez devido à utilização de concreto, S_{eff} é a força axial efetiva e P_{cr} é a força crítica de flambagem.

A [DNVGL-RP-F105, 2017] recomenda que a avaliação da frequência natural seja realizada pelo método de elementos finitos, devido à complexidade do problema. Mas, sob certas limitações utiliza-se uma avaliação aproximada conforme a formulação proposta pela DNV (item 6.8.2):

$$f_1 = C_1 \sqrt{1 + CSF} \sqrt{\frac{EI}{m_e L_{eff}^4} \left(1 + \frac{S_{eff}}{P_{cr}} + C_3 \left(\frac{\delta}{D} \right)^2 \right)} \quad (IV.37)$$

onde, C_1 e C_3 são os coeficientes devidos à condição de contorno (Tabela IV.3), m_e a massa efetiva, D o diâmetro externo do duto, E o módulo de elasticidade do aço, I o momento de inércia, CSF fator de contribuição do concreto à rigidez, L_{eff} o comprimento efetivo do vão, P_{cr} carga de flambagem de Euler, δ deflexão estática, S_{eff} esforço axial efetivo.

Tabela IV.3 – Coeficientes da condição de contorno. [DNVGL-RP-F105, 2017].

	<i>Pinned-Pinned</i> ²⁾	<i>Fixed-Fixed</i> ³⁾	<i>Single span on seabed</i>
C ₁	1.57	3.56	3.56
C ₂	1.0	4.0	4.0
C ₃	0.8 ¹⁾	0.2 ¹⁾	0.4 ¹⁾
C ₄	4.93	14.1	Shoulder: 14.1(L/L _{eff}) ² Mid-span: 8.6
	<i>Pinned-Pinned</i> ²⁾	<i>Fixed-Fixed</i> ³⁾	<i>Single span on seabed</i>
C ₅	1/8	1/12	Shoulder: ⁴⁾ $\frac{1}{18(L_{eff}/L)^2 - 6}$ Mid-span: 1/24
C ₆	5/384	1/384	1/384
1) Note that C ₃ = 0 is normally assumed for in-line direction if the steady current is not accounted for. 2) For pinned-pinned boundary condition L _{eff} shall be replaced by L in all expressions, including the expression for P _{cr} . 3) For fixed-fixed boundary conditions, L _{eff} /L = 1 per definition. 4) C ₅ shall be calculated using the static soil stiffness in the L _{eff} /L calculation.			

A carga crítica de flambagem de Euler pode ser determinada de acordo com a Equação (IV.38):

$$P_E = 1 + CSF\pi^2 \frac{EI}{L_{eff}^2} \quad (IV.38)$$

A Equação IV.38 se baseia no conceito de comprimento efetivo, que é definido como o comprimento de um vão ideal bi-engastado que forneça a mesma resposta estrutural em termos de frequência natural que o vão real assentado sobre o solo. Pode ser definida como:

$$\frac{L_{eff}}{L} = \left\{ \frac{4,73}{-0,006\bar{\beta}^2 + 1,02\bar{\beta} + 0,63} \text{ se } \bar{\beta} \geq 2,7 \right\} \quad (IV.39)$$

$$\frac{L_{eff}}{L} = \left\{ \frac{4,73}{-0,006\bar{\beta}^2 + 0,61\bar{\beta} + 1,0} \text{ se } \bar{\beta} < 2,7 \right\} \quad (IV.40)$$

onde:

$$\bar{\beta} = \log \left(\frac{KL^4}{1 + CSF \cdot EI} \right) \quad (IV.41)$$

sendo k, a rigidez do solo na direção avaliada (vertical ou horizontal).

No presente trabalho, o comprimento efetivo considerado é o vão horizontal do *jumper*. Também não existe fixação por cimento, logo CSF é nulo.

É importante observar que o critério de escolha (*screening criteria*) apresenta algumas restrições quanto a sua aplicação. E essas restrições servem para limitar as condições de utilização garantindo assim que os resultados obtidos estarão a favor da segurança.

Tais restrições são descritas pelas equações a seguir:

$$\frac{L}{D_S} < 140; \quad (IV.42)$$

$$\frac{\delta}{D} < 2,50; \quad (IV.43)$$

$$\frac{S_{eff}}{P_{cr}} > -0,5 \quad (IV.44)$$

No caso de alguma dessas restrições não ser atendida, a avaliação deverá ser realizada pelo método dos elementos finitos (MEF) de modo a reproduzir as condições atuantes no duto.

IV.4.3. Tensão atuante

As equações a seguir fornecem a tensão máxima atuante no duto, para a direção *in-line* e *cross-flow*.

Para direção do fluxo *in-line*:

$$\sigma_E = \frac{1}{2} \cdot \max \left(S_{IL}, 0,5 S_{CF} \frac{A_{IL}}{A_{CF}} \right) \quad (IV.45)$$

Para direção de fluxo *cross-flow*:

$$\sigma_E = \frac{1}{2} S_{CF} \quad (IV.46)$$

onde, S_{IL} é a variação de tensões na direção paralela ao fluxo, S_{CF} a variação de tensões na direção transversal ao fluxo, A_{IL} é a amplitude de tensão unitária devida à deflexão do modo na direção paralela ao fluxo e o A_{CF} é a amplitude de tensão unitária devida à deflexão do modo na direção transversal ao fluxo.

IV.4.4. Modelos de Resposta

A DNVGL-RP-F105 apresenta dois modelos de avaliação das amplitudes de movimento provenientes das vibrações causadas pelas cargas ambientais: Modelo de Resposta e Modelo de Força.

O Modelo de Força é recomendado para cálculo de fadiga proveniente dos movimentos cíclicos causados pela ação das ondas em águas rasas. Conforme já mencionado anteriormente, as condições ambientais aplicadas nesta tese estão associadas a águas profundas, quando o efeito da onda pode ser desconsiderado.

O Modelo de Resposta avalia os movimentos horizontais e verticais do duto em função do desprendimento de vórtices causados pela ação das correntes marinhas, basicamente em função da V_r e do K_s explicados a seguir.

Este modelo corresponde a relações empíricas que foram obtidas a partir de dados extraídos de ensaios experimentais e de uma quantidade limitada de dados obtidos de ensaios em escala real, entre o parâmetro hidrodinâmico de velocidade reduzida e do parâmetro de amplitude de movimento normalizada.

Além da velocidade reduzida, já definida no capítulo III, as amplitudes de resposta dependem de outros parâmetros que associam as condições ambientais com o comportamento estrutural do duto. Esses parâmetros são explicados a seguir.

a) Parâmetro de estabilidade

É o parâmetro que mede o amortecimento que o sistema oferece às amplitudes de vibrações.

$$K_s = \frac{2.m_e.\zeta}{\rho.D^2} \quad (IV.47)$$

onde, ρ é a massa específica do fluido que envolve o cilindro (água do mar), m_e é a massa efetiva, ζ é a razão de amortecimento total, definido por $\zeta = 2.\pi.\xi_T$, onde ξ_T é o amortecimento total, constituído pela soma dos amortecimentos estrutural, hidrodinâmicos e do solo.

b) Intensidade de turbulência

É o parâmetro que avalia a variação da velocidade da corrente marinha próxima ao fundo devido às irregularidades do leito marinho. Na falta de informações detalhadas, a DNVGL-RP-F105 recomenda 5%.

c) Número de Keulegan-Carpenter

Este parâmetro é utilizado em escoamentos oscilatórios, caracterizados quando da influência do efeito das ondas. É similar à velocidade reduzida em sua

forma, mas em vez da velocidade de escoamento e da frequência de vibração, surgem a velocidade da partícula da onda (U_w) e a frequência da onda (f_w), respectivamente.

$$KC = \frac{U_w}{f_w \cdot D} \quad (IV.48)$$

d) Taxa de corrente na velocidade de escoamento

É a razão entre a velocidade de corrente (U_c) e a velocidade total do fluxo (U_c+U_w).

$$\alpha = \frac{U_c}{U_c+U_w} \quad (IV.49)$$

IV.4.3.1. Modelo de Resposta para direção *in-line*

A resposta de um duto vibrando na direção *in-line* em função da amplitude está compreendida para velocidades reduzidas entre 1,0 e 4,5. Segundo a [DNVGL-RP-F105, 2017], a variação de tensões *in-line* pode ser expressa de acordo com a Equação (IV.50).

$$S_{IL} = 2 \cdot SCF \cdot A_{IL} \cdot \left(\frac{A_y}{D}\right) \cdot \psi_{\alpha,IL} \cdot \gamma_S \quad (IV.50)$$

onde, A_{IL} é a tensão de amplitude máxima devida à deflexão do modo em questão por metro de amplitude de vibração (MPa/m); $\psi_{\alpha,IL}$ é o fator de correção (sem efeito da onda esse fator é unitário); γ_S é o fator de incerteza na tensão de flexão, sendo igual a 1,3 de acordo com a Tabela 2.2 da norma DNVGL-RP-F105 (2017); $\left(\frac{A_y}{D}\right)$ é a amplitude *in-line* máxima normalizada em função da velocidade reduzida e do parâmetro de estabilidade.

A Figura IV.15 apresenta um gráfico entre a amplitude de resposta VIV *in-line* pela velocidade reduzida para vários parâmetros de estabilidade. Observa-se que as amplitudes de resposta *in-line* diminuem à medida que o parâmetro de estabilidade (K_s) aumenta. Isso é o esperado, pois o mesmo é proporcional ao amortecimento estrutural, hidrodinâmico e o amortecimento do solo, conforme apresentado pela Equação (IV.47).

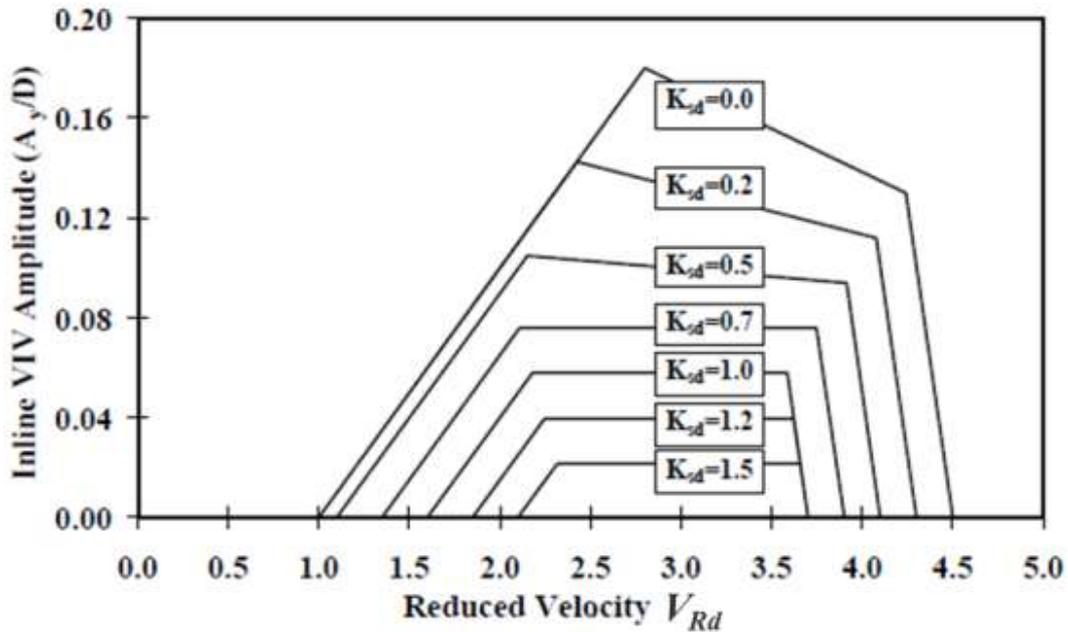


Figura IV.15 – Ilustração da amplitude de resposta VIV *in-line* versus a velocidade reduzida para parâmetro de estabilidade [DNVGL-RP-F105, 2017].

A [DNVGL-RP-F105, 2017] apresenta um método para a construção das curvas de resposta, onde se determinam quatro pontos cujas ordenadas e abscissas são as amplitudes de movimento normalizadas (A_Y/D) e as velocidades reduzidas de projeto (V_{RD}) respectivamente, como observado na Figura IV.16.

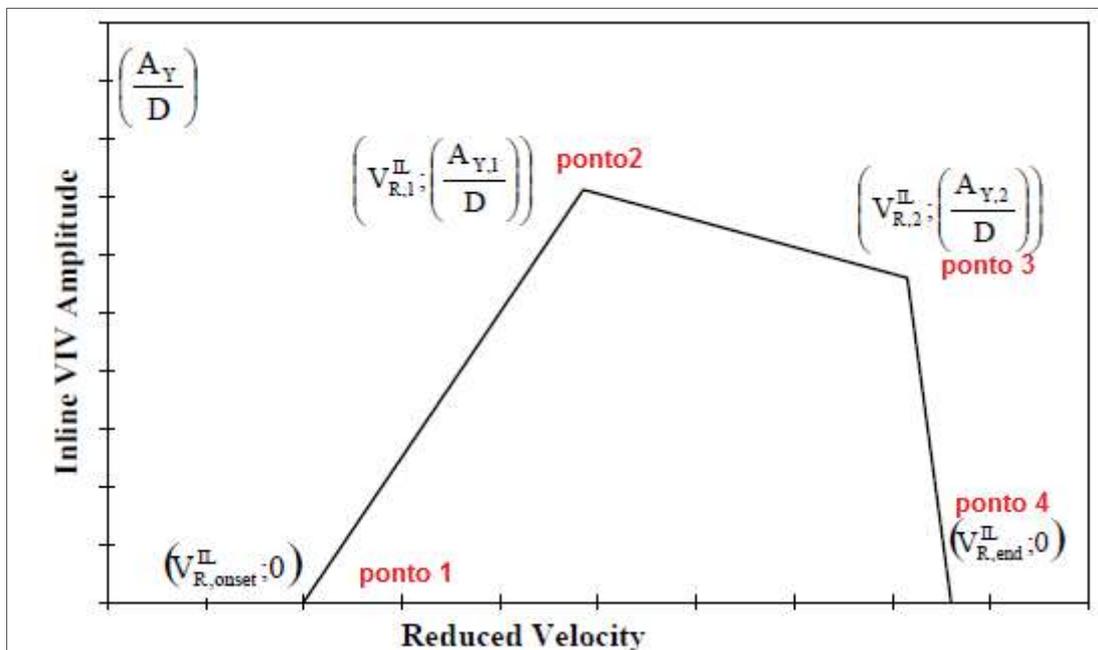


Figura IV.16 – Modelo para construção da curva de resposta [DNVRL-RP-F105, 2017].

Os pontos de um a quatro na Figura IV.16 podem ser calculados de acordo com as seguintes fórmulas:

- Ponto 1 (ordenada nula):

$$V_{R,onset}^{IL} = \begin{cases} \frac{1}{\gamma_{on,IL}}, \text{ para } K_{sd} < 0,4 \\ \frac{0,6 + k_s}{\gamma_{on,IL}}, \text{ para } 0,4 \leq K_{sd} < 1,6 \\ \frac{2,2}{\gamma_{on,IL}}, \text{ para } K_{sd} \geq 1,6 \end{cases} \quad (IV.41)$$

- Ponto 2:

$$V_{R,onset}^{IL} = 10 \cdot \left(\frac{A_{y,1}}{D} \right) + V_{R,onset}^{IL} \quad (IV.52)$$

$$\frac{A_{y,1}}{D} = \max \left(0,18 \cdot \left(1 - \frac{K_{sd}}{1,2} \right) \cdot R_{I\theta 1}; \frac{A_{y,2}}{D} \right) \quad (IV.53)$$

- Ponto 3:

$$\begin{aligned} V_{R,2}^{IL} &= V_{R,end}^{IL} - 2 \cdot \left(\frac{A_{y,2}}{D} \right) \\ \frac{A_{y,2}}{D} &= 0,13 \cdot \left(1 - \frac{K_{sd}}{1,8} \right) R_{I\theta 2}. \end{aligned} \quad (IV.54)$$

- Ponto 4 (ordenada nula):

$$V_{R,end}^{IL} = \begin{cases} 4,5 - 0,8K_{sd} \text{ para } K_{sd} < 1,0 \\ 3,7 \text{ para } K_{sd} \geq 1,0 \end{cases} \quad (IV.55)$$

onde, $\gamma_{on,IL}$ é o fator de segurança para início das VIV, no valor de 1,1, aumentando o tamanho da banda de ocorrência dos movimentos.

No cálculo de Ay/D tanto a velocidade reduzida quanto o parâmetro de estabilidade são modificados por fatores de segurança relacionados com a frequência natural (γ_f) e o amortecimento (γ_k), conforme as seguintes equações:

$$V_{RD} = V_R \cdot \gamma_f \quad (IV.56)$$

$$K_{sd} = \frac{K_s}{\gamma_k} \quad (IV.57)$$

As Equação (IV.58) e Equação (IV.59) apresentam os fatores de redução aplicados no cálculo das amplitudes de vibração IL, que contabilizam os efeitos de turbulência e o ângulo de ataque do escoamento.

$$R_{I\theta 1} = 1 - \pi^2 \cdot \left(\frac{\pi}{2} - \sqrt{2} \cdot \theta_{rel} \right) \cdot (I_c - 0,03) \quad (IV.58)$$

$$R_{I\theta 2} = 1 - \frac{(I_c - 0,03)}{0,17} \quad (IV.59)$$

A Figura IV.17 apresenta o gráfico da função de redução com relação à intensidade de turbulência (I_c) e ângulo de fluxo de acordo com a [DNVRP-RP-F105, 2017].

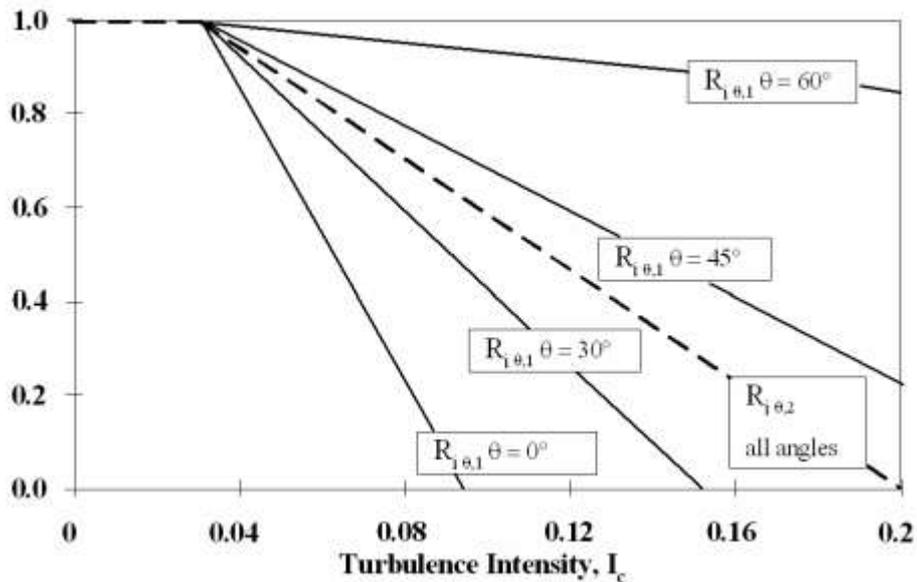


Figura IV.17 – função de redução de intensidade de turbulência e ângulo de fluxo [DNVRP-RP-F105, 2017].

IV.4.3.2. Modelo de resposta para Direção *Cross-Flow*

A equação para o modelo de resposta para a direção *cross-flow* é dada da seguinte forma:

$$S_{CF} = 2 \cdot A_{CF} \left(\frac{A_z}{D} \right) R_k \cdot \gamma_S \quad (\text{VI.60})$$

onde, A_{CF} é a amplitude de tensão devida à deflexão do modo na direção transversal ao fluxo, R_k é o fator de redução devido ao amortecimento e $\frac{A_z}{D}$ é a amplitude transversal máxima normalizada.

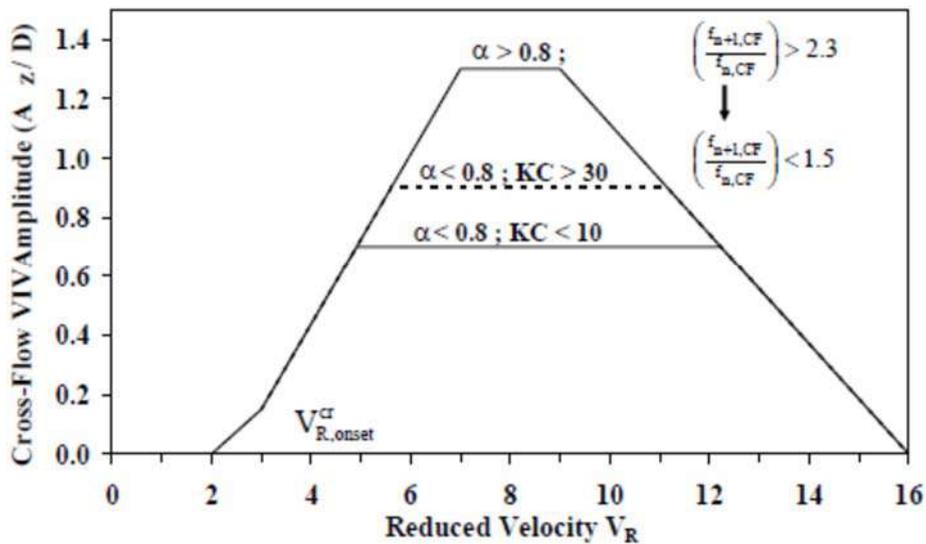


Figura IV.18 – Modelo de resposta cross-flow.

A Figura IV.18 apresenta a relação entre a velocidade reduzida e a amplitude de vibração normalizada na direção transversal para vários parâmetros de estabilidade.

CAPÍTULO V

ESTUDO DE CASO

V.1. Introdução

Com o intuito de verificar o modelo numérico do *jumper* adaptado de [BARROS, 2014], foram realizadas análises experimentais com um modelo em escala reduzida. A metodologia de verificação baseou-se na comparação dos resultados do modelo desenvolvido com a análise numérica feita pelo método de elementos finitos.

O objetivo deste estudo é propor os ensaios de um *jumper* submarino em modelagem reduzida no canal do LOC (Laboratório de Ondas e Correntes) e comparar os resultados com o do modelo numérico a fim de se analisar o comportamento do *jumper* submetido a correntes marinhas. Os testes e as medidas utilizadas no experimento são discutidos neste capítulo.

A modelagem de um sistema de *jumper* submarino é difícil, uma vez que a modelagem completa em uma escala apropriada é uma tarefa difícil. Portanto, alguma distorção na modelagem do *jumper* será inevitável.

As cargas no *jumper* ensaiado são determinadas pela velocidade do fluxo e pela formação de vórtice na parte de baixo do *jumper* no canal. A velocidade do fluxo de água foi obtida por meio de quatro bombas centrífugas montadas em laboratório com circulação de água.

V.2. Critérios para modelagem

A primeira etapa para a execução de um modelo experimental foi investigar as leis de modelação necessárias para o sistema a ser analisado. Os parâmetros dimensionais e não dimensionais e os fatores de escala são importantes na concepção de um modelo experimental e serão apresentadas a seguir.

De acordo com [BLEVINS, 2001] o problema da vibração induzida por vórtices está relacionado a uma série de parâmetros físicos apresentados a seguir (Figura V.1):

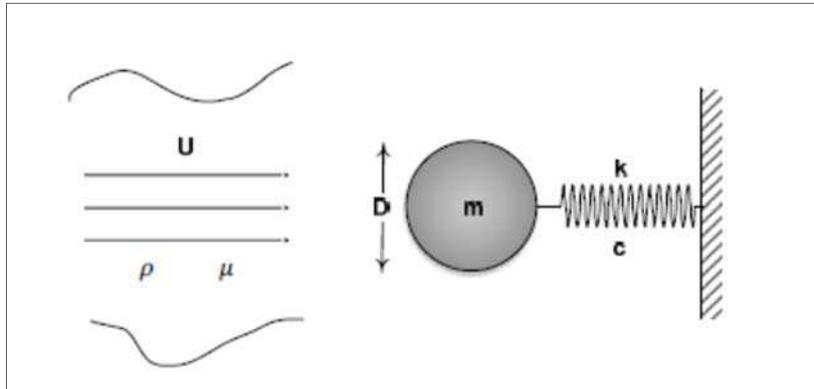


Figura V.1 – parâmetros físicos em VIV_{IL} [AMINI, 2015].

- ✓ Geometria do corpo: Comprimento (L) e diâmetro (D);
- ✓ Parâmetros estruturais: rigidez (k), amortecimento (c) e massa (m);
- ✓ Fluxo do fluido: velocidade do fluxo (U), viscosidade (ρ) e densidade (μ) do fluido.

A Tabela V.1 apresenta os parâmetros adimensionais e a Tabela V.2 apresenta os adimensionais, já definidos no Capítulo II, que serão importantes para a análise do ensaio.

Tabela V.1 – Unidades parâmetros adimensionais.

Nome	Símbolo	Dimensão	SI
Frequência	f	[T ⁻¹]	Hz
Diâmetro	D	[L]	m
Amplitude	A	[L]	m
Comprimento	L	[L]	m
Rigidez longitudinal	k	[MT ⁻²]	N/m
Rigidez torcional	k _T	[ML ² T ⁻²]	N.mm/grau
Amortecimento	c	[MT ⁻¹]	Ns/m
Massa	m	[M]	kg
Velocidade	U	[LT ⁻¹]	m/s
Viscosidade	ρ	[ML ⁻¹ T ⁻¹]	m ² /s
Densidade	μ	[ML ⁻³]	kg/m ³

Tabela V.2 – parâmetros adimensionais

Nome	Símbolo
Razão da amplitude	A/D
Razão de amortecimento	$\zeta = \frac{\delta}{\sqrt{(2\pi)^2 + \delta^2}}$
Número de Reynolds	$Re = \frac{UD}{\nu}$
Número de Strouhal	$St = \frac{f_s D}{U}$
Velocidade reduzida	$Vr = \frac{U}{f_n D}$

V.2.1. Escala

Obedecendo a semelhança geométrica entre o modelo reduzido e o modelo real, o fator de escala, programado para ser usado nesta tese, é a razão entre o comprimento da barra horizontal do *jumper* real e do *jumper* reduzido, uma vez que o tanque de prova apresenta dimensões limitantes.

$$\frac{L_{real}}{L_{red}} = \lambda \quad (V.1)$$

[CARNEIRO, 1996] apresenta em seu trabalho condições de semelhança física desenvolvidas para estruturas offshore que são originadas da análise dimensional.

De acordo com esse trabalho, os principais fenômenos físicos que regem o comportamento da estrutura analisada, nesta tese, são os seguintes números adimensionais (números π):

$$\pi_1 = \frac{L_e \cdot U_f \cdot \rho_f}{\mu} = \frac{L_e \cdot U_f}{\nu} = \frac{L_e \cdot H_f}{T_f \cdot \nu} \quad (\text{Número de Reynolds}) \quad (V.2)$$

$$\pi_2 = \frac{U_f \cdot T_f}{L_e} = \frac{H_f}{L_e} \quad (\text{Número de Keulegan – Carpenter}) \quad (V.3)$$

$$\pi_3 = T_f \cdot \sqrt{\frac{g}{H_f}} \quad (\text{Número de Froude}) \quad (V.4)$$

O número de Froude também pode ser expresso da seguinte forma:

$$\pi'_3 = \frac{U^2}{g \cdot L} \quad (V.5)$$

$$\pi_4 = \frac{F}{1/2 \cdot L^2 \cdot \rho \cdot U^2} \text{ (Relação entre força interna e externa)} \quad (V.6)$$

onde, “L” é a dimensão representativa, ρ a massa específica, “T” o período, “ ν ” a viscosidade cinemática do fluido, “g” a aceleração da gravidade, “F” a força, “U” a velocidade, “H” a altura da onda, “e” e “f” são subscritos que representam as grandezas da estrutura e do fluido respectivamente.

A partir da determinação dos números adimensionais, podem-se obter as escalas para a modelagem física.

A Equação (V.3) pode ser obtida a partir do número de Keulegan-Carpenter, em que os parâmetros adimensionais são iguais entre o modelo real e o modelo reduzido, conforme Equação (V.7):

$$(\pi_2)_{real} = (\pi_2)_{red} \Rightarrow \frac{(H_f)_{real}}{(L_e)_{real}} = \frac{(H_f)_{red}}{(L_e)_{red}} \Rightarrow \frac{(H_f)_{real}}{(H_f)_{red}} = \frac{(L_e)_{real}}{(L_e)_{red}} = \lambda \quad (V.7)$$

Os subscritos “real” e “red” correspondem ao modelo real e ao modelo reduzido respectivamente, e serão utilizados em todas as escalas determinadas ao longo do texto.

Através do número adimensional π_3 pode-se obter a escala dos períodos naturais, conforme mostrado a seguir.

$$T_{real} \left(\frac{g_{real}}{H_{real}} \right)^{1/2} = T_{red} \left(\frac{g_{red}}{H_{red}} \right)^{1/2} \Rightarrow \frac{T_{real}}{T_{red}} = \left(\frac{g_{red}}{g_{real}} \right)^{1/2} \cdot \left(\frac{H_{real}}{H_{red}} \right)^{1/2} \quad (V.8)$$

Considerando que tanto o modelo real como o reduzido estejam submetidos a mesma aceleração da gravidade, e substituindo a Equação (V.7) na Equação (V.8), se obteve a escala para o período:

$$\frac{T_{real}}{T_{red}} = \lambda^{1/2} \quad (V.9)$$

A diferente forma de representar o número de Froude (π'_3), pode-se obter a escala das velocidades.

$$(\pi'_3)_{real} = (\pi'_3)_{red} \Rightarrow \frac{U^2_{real}}{g \cdot L_{real}} = \frac{U^2_{red}}{g \cdot L_{red}} \Rightarrow \frac{U^2_{real}}{U^2_{red}} = \frac{L_{real}}{L_{red}} \quad (V.10)$$

Substituindo a Equação (V.1) na Equação (V.10), a escala de velocidade pode ser expressa por:

$$U_{real} = U_{red} \cdot \lambda^{1/2} \quad (V.11)$$

A partir do número adimensional π_4 a qual consiste na relação entre as forças externas e internas na estrutura, chega-se a:

$$\frac{F_{Real}}{1/2 \cdot L^2_{real} \cdot U^2_{real} \cdot \rho_{real}} = \frac{F_{Red}}{1/2 \cdot L^2_{red} \cdot U^2_{red} \cdot \rho_{red}} \Rightarrow$$

$$\frac{F_{Real}}{F_{Red}} = \left(\frac{L_{real}}{L_{red}}\right)^{1/2} \cdot \left(\frac{U_{real}}{U_{red}}\right)^{1/2} \cdot \left(\frac{\rho_{real}}{\rho_{red}}\right) \quad (V.12)$$

Substituindo a Equação (V.1) e a Equação (V.11), a escala da força pode ser expressa por:

$$\frac{F_{Real}}{F_{Red}} = \left(\frac{\rho_{real}}{\rho_{red}}\right) \cdot \lambda^3 \quad (V.13)$$

A força pode ser determinada por $F = M \cdot g$, e considerando que a aceleração da gravidade é a mesma tanto para o modelo real quanto reduzido, a escala de massa pode ser determinada por:

$$\frac{M_{Real}}{M_{Red}} = \left(\frac{\rho_{real}}{\rho_{red}}\right) \cdot \lambda^3 \quad (V.14)$$

De acordo com [CARNEIRO, 1996], tem-se também as seguintes equações adimensionais necessárias para o fator de escala do módulo de elasticidade:

$$\pi_5 = \frac{T_f}{L_e} \cdot \sqrt{\frac{E}{\rho_e}} \quad (V.15)$$

$$\pi_6 = \frac{\rho_f}{\rho_e} \quad (V.16)$$

A escala dos módulos de elasticidade pode ser obtida pela substituição da escala do período natural (Equação (V.9)), da massa específica (Equação (V.16)) e geométrica (Equação (V.1)), na igualdade entre modelo real e reduzido da Equação (V.15) $(\pi_5)_{real} = (\pi_5)_{red}$.

$$\left(\frac{T_f}{L_e} \cdot \sqrt{\frac{E}{\rho_e}}\right)_{real} = \left(\frac{T_f}{L_e} \cdot \sqrt{\frac{E}{\rho_e}}\right)_{red} \Rightarrow \left(\frac{E_{real}}{E_{red}}\right)^{1/2} = \left(\frac{T_{f_{red}}}{T_{f_{real}}}\right) \cdot \left(\frac{L_{e_{real}}}{L_{e_{red}}}\right) \cdot \left(\frac{\rho_{e_{real}}}{\rho_{e_{red}}}\right)^{1/2}$$

$$\frac{E_{real}}{E_{red}} = \left(\frac{\rho_{e_{real}}}{\rho_{e_{red}}}\right) \cdot \lambda \quad (V.17)$$

$$\left(\frac{\rho_f}{\rho_e}\right)_{real} = \left(\frac{\rho_f}{\rho_e}\right)_{red} \Rightarrow \left(\frac{\rho_{e_{real}}}{\rho_{e_{red}}}\right) = \left(\frac{\rho_{f_{real}}}{\rho_{f_{red}}}\right) \quad (V.18)$$

Analisando a Equação (V.17) e a Equação (V.18), verifica-se que, na prática, dificilmente consegue-se obter um material para a construção do modelo que atenda a estas duas escalas simultaneamente. Portanto, no projeto do modelo reduzido busca-se a solução respeitando as escalas de rigidez à flexão (EI) e/ou a rigidez axial (EA), fazendo uma distorção geométrica, ou seja, alterando a geometria da estrutura.

Geralmente, em dutos, o que se altera é o diâmetro interno, que não atende as escalas dos módulos de elasticidade, momentos de inércia e áreas, mas atende a escala de rigidez flexional e/ou axial.

A escala da rigidez a flexão pode ser obtida em função da escala geométrica.

$$\frac{I_{real}}{I_{red}} = \left[\frac{\pi}{64} \cdot (\phi_E^4 - \phi_i^4) \right]_{Real} / \left[\frac{\pi}{64} \cdot (\phi_E^4 - \phi_i^4) \right]_{Red}$$

$$\frac{I_{real}}{I_{red}} = \frac{(\phi_E^4 - \phi_i^4)_{real}}{(\phi_E^4 - \phi_i^4)_{red}} = \frac{L_{real}^4}{L_{red}^4} = \lambda^4 \quad (V.19)$$

onde, ϕ_E é o diâmetro externo, ϕ_i é o diâmetro interno.

$$(E_{real}/E_{red}) \cdot (I_{real}/I_{red}) = (\rho_{real}/\rho_{red}) \cdot \lambda \cdot \lambda^4$$

$$(EI)_{real} = (\rho_{real}/\rho_{red}) \cdot \lambda^5 \cdot (EI)_{red} \quad (V.20)$$

Caso a rigidez axial (EA) seja importante no modelo real, tem-se:

$$(E_{real}/E_{red}) \cdot (A_{real}/A_{red}) = (\rho_{real}/\rho_{red}) \cdot \lambda \cdot \lambda^2$$

$$(EA)_{real} = (\rho_{real}/\rho_{red}) \cdot \lambda^3 \cdot (EA)_{red} \quad (V.21)$$

De acordo com todas as formulações explicitadas anteriormente, o fator de escala usado para algumas das propriedades do modelo experimental é apresentado na Tabela V.3.

Tabela V.3 – Parâmetros para o jumper real e para o modelo reduzido.

Parâmetros	Símbolo	Dimensão	SI	Fator de escala
Comprimento barra horizontal	L	[L]	m	λ
Diâmetro externo	D	[L]	m	λ
Massa específica	ρ	[ML ⁻³]	kg/m ³	-
Massa linear	m	[M]	kg	λ^2
Rigidez torcional da mola	K	[ML ² T ⁻²]	N.mm/grau	λ^4
Rigidez axial	EA	[MLT ⁻²]	N	λ^3
Rigidez à flexão	EI	[ML ³ T ⁻²]	N.m ²	λ^5
Velocidade	U	[LT ⁻¹]	m/s	$\lambda^{1/2}$
Frequência	f	[T ⁻¹]	Hz	$\lambda^{1/2}$
Amplitude	A	[L]	m	λ

V.2.2. Modelo Experimental proposto

Para se validar o modelo em escala reduzida, primeiro foi elaborado o modelo numérico em escala real que será apresentado no próximo item, para que quando se realizasse a redução do modelo, por escala, pudesse fazer uma comparação entre os resultados. O processo de redução de escala foi realizado obedecendo à lei de similaridade.

A similaridade geométrica requer que o modelo real e o modelo reduzido tenham a mesma forma, de maneira que as dimensões lineares do modelo sejam relacionadas com as correspondentes dimensões do caso real por um mesmo fator de escala constante.

Já a similaridade cinemática, ou similaridade de movimento, as velocidades em pontos correspondentes devem ter a mesma direção e sentido, diferindo apenas por um fator de escala constante. Desta forma, dois escoamentos cinematicamente semelhantes também têm configurações de linha de corrente relacionadas por um fator de escala constante.

A similaridade dinâmica ou semelhança das forças ocorre quando ambos os escoamentos possuem campos de força de mesma natureza iguais em direção e com módulos relacionados por uma constante.

O Teorema dos π 's de Buckingham apresentado no item V.2.1, foi aplicado para se obter, a partir de uma análise dimensional, o fator de escala (λ) entre o

modelo real e o modelo reduzido, levando-se em consideração entidades adimensionais como o número de Reynolds (Re), número de Froude e de Keulegan-Carpenter (KC), uma vez que o objetivo desse teorema é determinar os números adimensionais envolvidos no problema que se deseja analisar, pois cada número deve ser igualado entre o modelo e o protótipo, obtendo-se assim as escalas das grandezas analisadas. As obras de [CHAKRABARTI, 1994] e [CARNEIRO, 1996] mostram em detalhes o desenvolvimento deste método e aplicações em estruturas offshore.

O fator de escala usado para encontrar as propriedades do modelo reduzido foi encontrado pela razão entre o comprimento real da barra horizontal do *jumper* pelo comprimento limitante dessa barra para ser realizada a análise experimental.

De acordo com as dimensões limitantes do tanque de corrente pertencente à UFRJ, decidiu-se que o modelo reduzido ficasse com o comprimento de 1,25m para a barra horizontal do *jumper*, uma vez que a largura do tanque é de 1,40m.

Então, o fator de escala usado para encontrar as propriedades do modelo experimental foi encontrado como a razão do comprimento da barra horizontal real e a reduzida, respectivamente, 31,549 metros e 1,25 metros. O cálculo resultou em um fator de escala de aproximadamente 25 (Equação (22)).

$$\lambda = \frac{L_{real}}{L_{red}} = \frac{31.549}{1.25} = 25 \quad (V.22)$$

O fator de escala usado em algumas propriedades do modelo experimental é apresentado na Tabela V.4.

Tabela V.4 – Valores dos parâmetros para o *jumper* real e o modelo reduzido.

Parâmetros	Fator de escala	Modelo real	Modelo Reduzido
Comprimento barra horizontal [m]	λ	31,549	1,25
Diâmetro externo [m]	λ	0,508	0,020
Massa específica [kg.m ³]	-	7850	7850
Massa linear [kg]	λ^2	31773	2,033
Rigidez torcional da mola [N.mm/grau]	λ^4	2,02 x 10 ⁸	517,12
Rigidez axial [N]	λ^3	1,13 x 10 ¹⁰	7,23 x 10 ⁵
Rigidez à flexão [N.m ²]	λ^5	2,70 x 10 ⁸	27,65
Velocidade [m/s]	$\lambda^{1/2}$	0,4~1,0	0,08~0,2

Por questões de limitações no tanque experimental, optou-se por tirar as extremidades do *jumper* e substituí-las por molas rotacionais. Para isso foi necessário se verificar o comportamento estrutural dela no modelo completo.

Portanto, o modelo proposto para os testes experimentais é esse modelo em “U” apresentado pela Figura V.2 e a aplicação da mola rotacional nas extremidades. A escala real foi feita, primeiramente, para se verificar se as frequências encontradas com o modelo em “U” seriam as mesmas encontradas com o *jumper* completo em “M”.

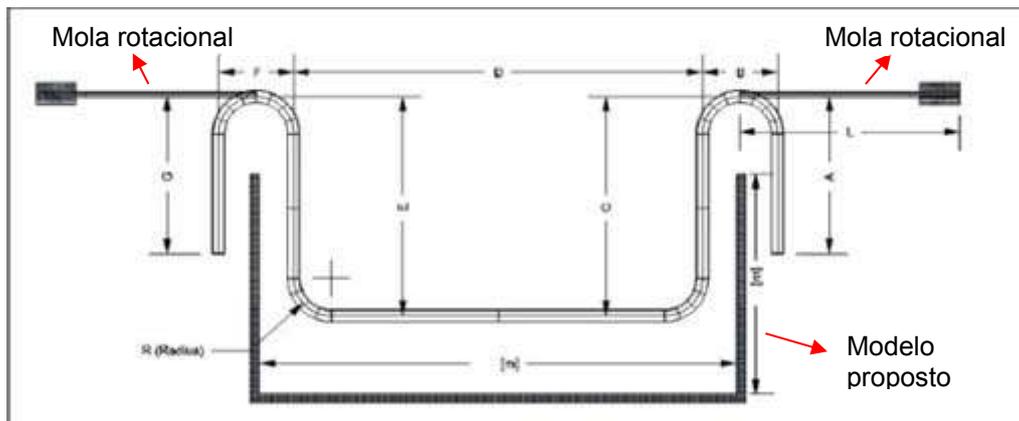


Figura V.2 – Modelo truncado proposto.

V.3. Modelo numérico – Jumper Completo

O *jumper* em estudo foi baseado em [BARROS, 2014], onde em sua dissertação foi elaborado um projeto de um *jumper* rígido em que o mesmo foi analisado estruturalmente para duas condições de operação: temporária (*as-landed*) e operação (*operation*). Nesta tese, utilizou-se apenas a condição de operação para a análise do fenômeno de vibrações induzidas por vórtices.

Em seu estudo, [BARROS, 2014] avalia três tipos de configurações diferentes, detalhadas a seguir, mediante as incertezas do posicionamento das estruturas submarinas (PLET, PLEM) que estão conectadas.

A configuração *Near-Near* (Figura V.3) é a configuração em que se compreende a menor distância entre os *Hubs* (superfície de conexão de onde se dá a transferência de carga para as estruturas) das estruturas a serem conectadas, ou seja, *jumper* com o menor comprimento.

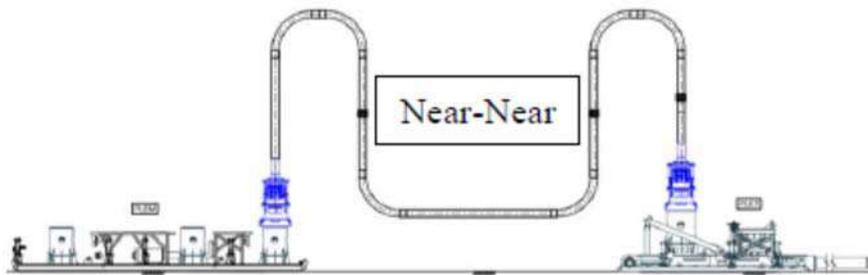


Figura V.3 – Configuração *Near-Near* do *jumper* [BARROS, 2014].

A configuração Nominal (Figura V.4) é a configuração em que a distância entre os *Hubs* das estruturas a serem conectadas é a exata de acordo com as posições das estruturas após sua instalação.

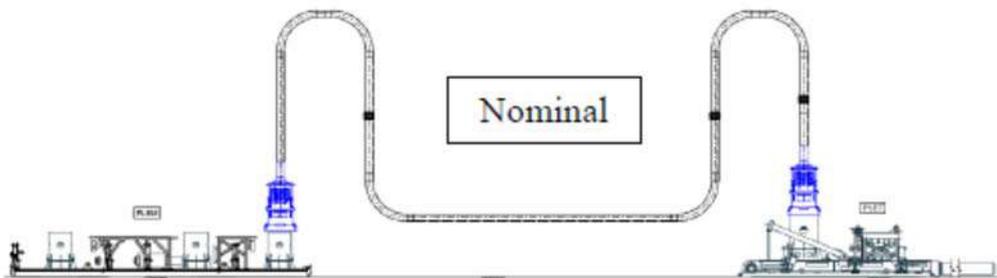


Figura V.4 – Configuração Nominal do *jumper* [BARROS, 2014].

A configuração *Far-Far* (Figura V.5) é a configuração em que se compreende a maior distância entre os *Hubs* das estruturas a serem conectadas, ou seja, *jumper* com o maior comprimento.

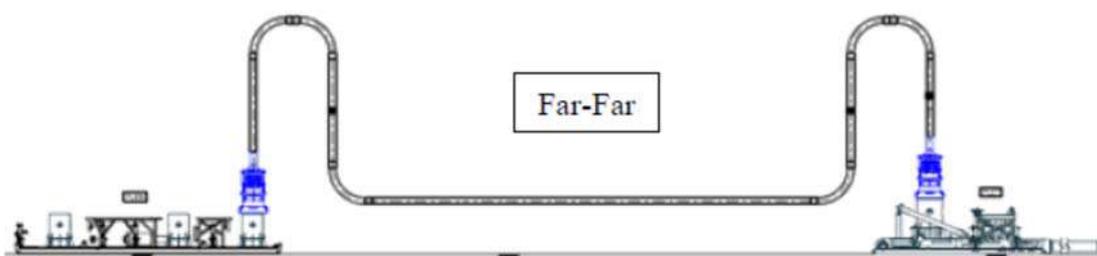


Figura V.5 – Configuração *Far-Far* do *jumper* [BARROS, 2014].

Neste estudo, foi utilizado a configuração *Far-Far* do *jumper* uma vez que essa configuração é a que apresenta um maior comprimento da parte horizontal do duto e, portanto, mais susceptível às VIV, devido às baixas frequências naturais. A Tabela V.5 apresenta sua geometria de acordo com a Figura V.6. A Figura V.7 mostra o modelo feito no software ANSYS onde foram suprimidos o PLET e o PLEM e foi considerado o modelo engastado nessas extremidades.

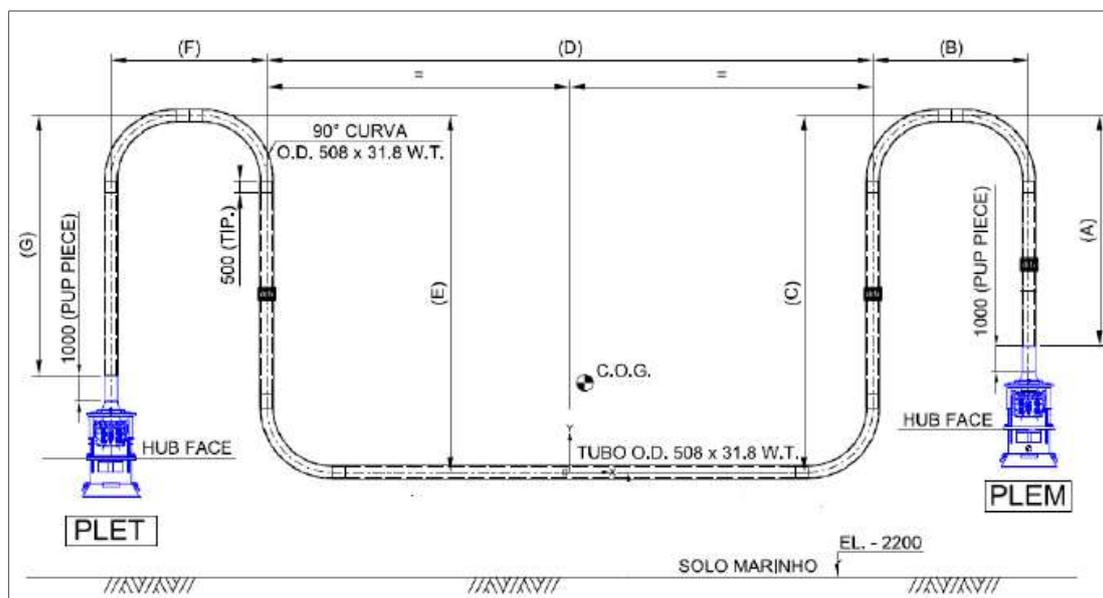


Figura V.6 – Geometria do *jumper* de estudo adaptado de [BARROS, 2014].

Tabela V.5 – Geometria do *jumper*.

Comprimento de cada Trecho (m)							Comprimento TOTAL (F+B+D) (m)
A	B	C	D	E	F	G	
9,040	6,080	14,000	32,057	14,000	6,080	10,189	44,217

Na Tabela V.6 estão apresentadas as características geométricas do *jumper* e do fluido.

Tabela V.6 – Dados do duto e do fluido interno.

OD (mm)	Espessura (mm)	SMYS (MPa)	Módulo de Elasticidade Longitudinal (N/mm ²)	Massa específica aço (kg/m ³)	Massa específica fluido (kN/m ³)	Coefficiente Poisson
508	31,8	448	0,207 x 10 ⁶	7850	1,30	0,3

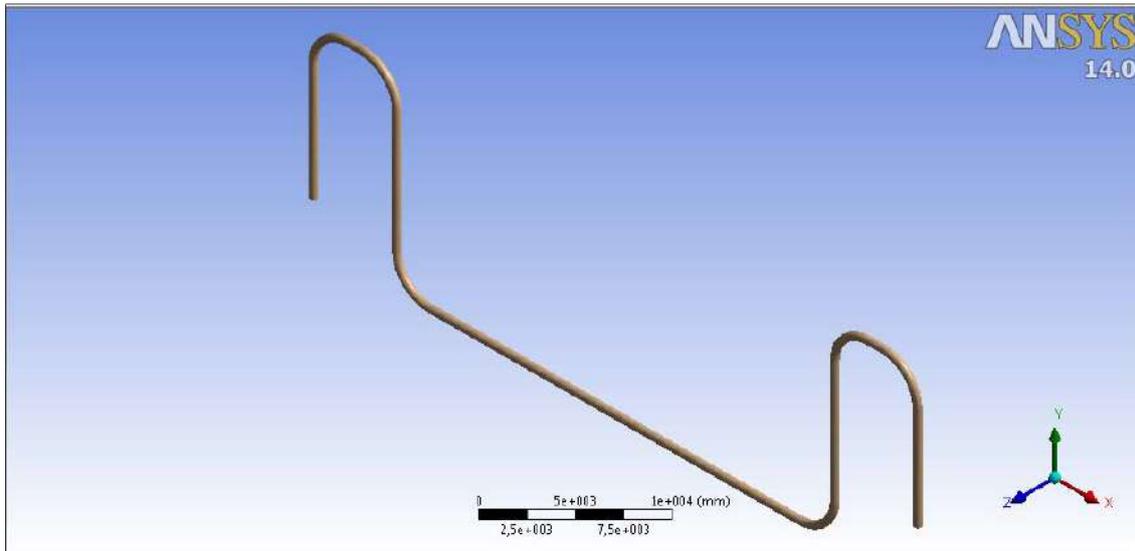


Figura V.7 – Modelo no ANSYS.

A modelagem da geometria pelo método de elementos finitos deve satisfazer as condições de compatibilidade e de equilíbrio em cada um dos elementos. Por isso, levando-se em consideração que a escolha foi feita para que as malhas fossem as mais homogêneas possíveis, optou-se por utilizar elementos hexadominantes, pois estes tipos de elementos tem uma configuração homogênea ao longo da espessura. Foi utilizado, portanto, o elemento SOLID186.

O elemento SOLID186 é um elemento tridimensional com três graus de liberdade por nó, translação X, Y, Z e quadrático. É composto por 20 nós distribuídos conforme a Figura V.8. Além da configuração com base hexaédrica, o elemento SOLID186 pode ter uma configuração piramidal, prismática ou tetraédrica, o que permite adaptar-se à geometria do modelo.

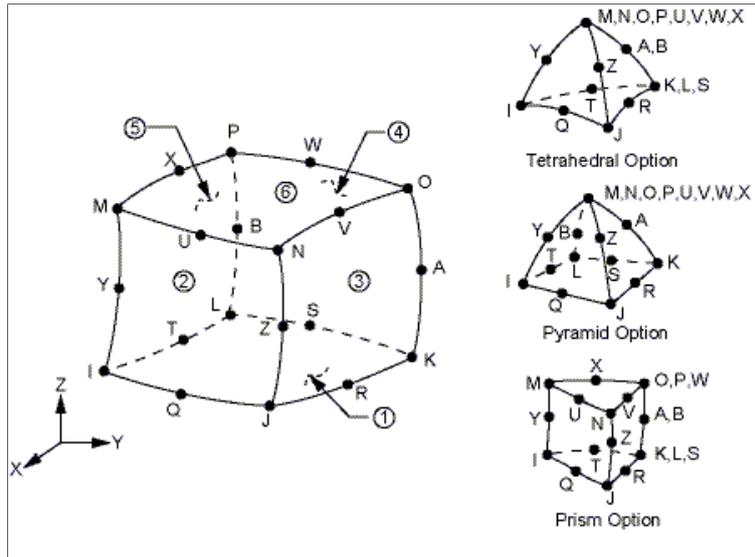


Figura V.8 – Geometria do elemento SOLID186 [ANSYS Manual].

Para modelar todas as seções do *jumper* foi utilizada massa específica equivalente para que se pudesse considerar a massa do tubo de aço, a massa do fluido interno e a massa adicionada, que nesse estudo, foi considerada como sendo igual ao volume deslocado pela geometria do *jumper* quando submerso em água do mar.

A Figura V.9 apresenta a malha de elementos finitos para o modelo em questão.

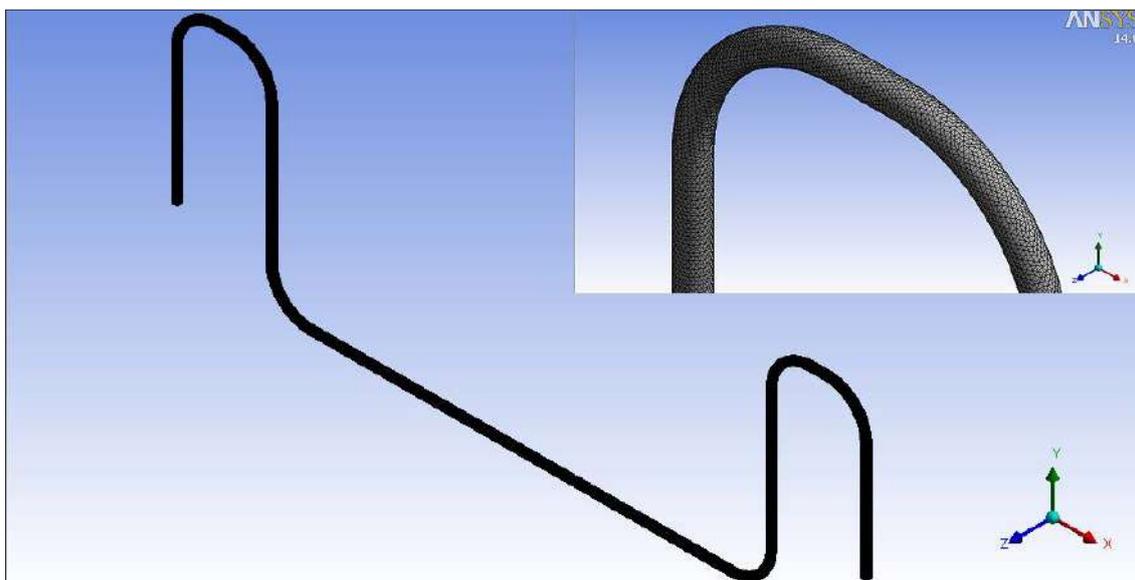


Figura V.9 – Detalhe da malha de elementos finitos na modelagem do *jumper*.

Após a análise modal da estrutura, chegou-se aos resultados da Tabela V.7. Nela, é possível observar a existência de determinados modos que podem excitar a estrutura devido ao efeito das VIVs.

Analisando os resultados encontrados pelo ANSYS, a Tabela V.7 indica as frequências naturais encontradas para o *jumper* analisado. A autora analisou, visualmente, de acordo com a deformada de cada modo, quais modos vibravam na direção de uma corrente perpendicular (*out-of-plane*) ao *jumper*, que é a pior posição de incidência, já que o *jumper* possui uma maior rigidez para correntes aplicadas paralelamente ao seu eixo longitudinal devido à sua parte vertical.

Observou-se que o primeiro modo com frequência de 0,394 Hz apresentado na Tabela V.7 e na Figura V.10 representa um modo de vibração *in-line* com uma corrente *out-of-plane* aplicada, e este modo é suscetível às VIVs *in-line* e será estudado na análise numérica e experimental. Já a Figura V.11 apresenta o segundo modo de vibração, que ocorre na direção transversal a incidência da corrente, chamada de *cross-flow*. Esse modo não será analisado experimentalmente, pois é necessária uma frequência natural muito maior que o primeiro modo.

Tabela V.7 – Frequências naturais do *jumper* pelo Ansys.

Modos	Freq. (Hz)	Corrente <i>out-of-plane</i>
1	0,394	<i>In-line</i>
2	0,877	<i>cross-flow</i>
3	0,973	<i>cross-flow</i>
4	0,984	<i>in-line</i>
5	1,418	<i>in-line</i>
6	1,432	<i>cross-flow</i>
7	1,7041	<i>in-line</i>
8	2,364	<i>in-line</i>
9	2,561	<i>cross-flow</i>
10	3,727	<i>cross-flow</i>

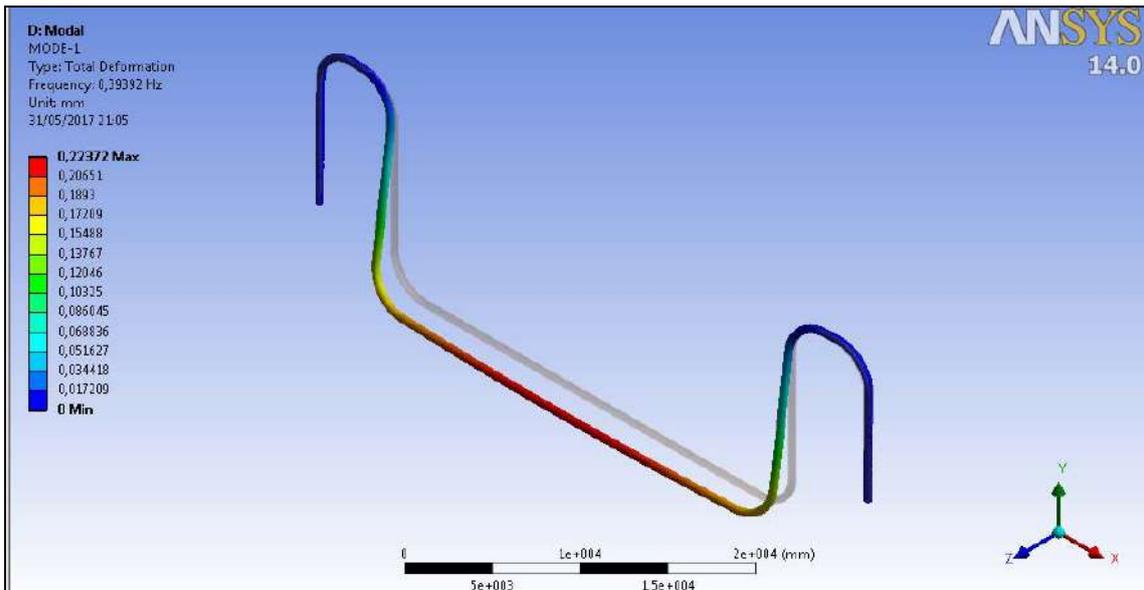


Figura V.10 – Deformada associada ao 1º modo de vibração – VIV *in-line* ($f_1 = 0.394$ Hz).

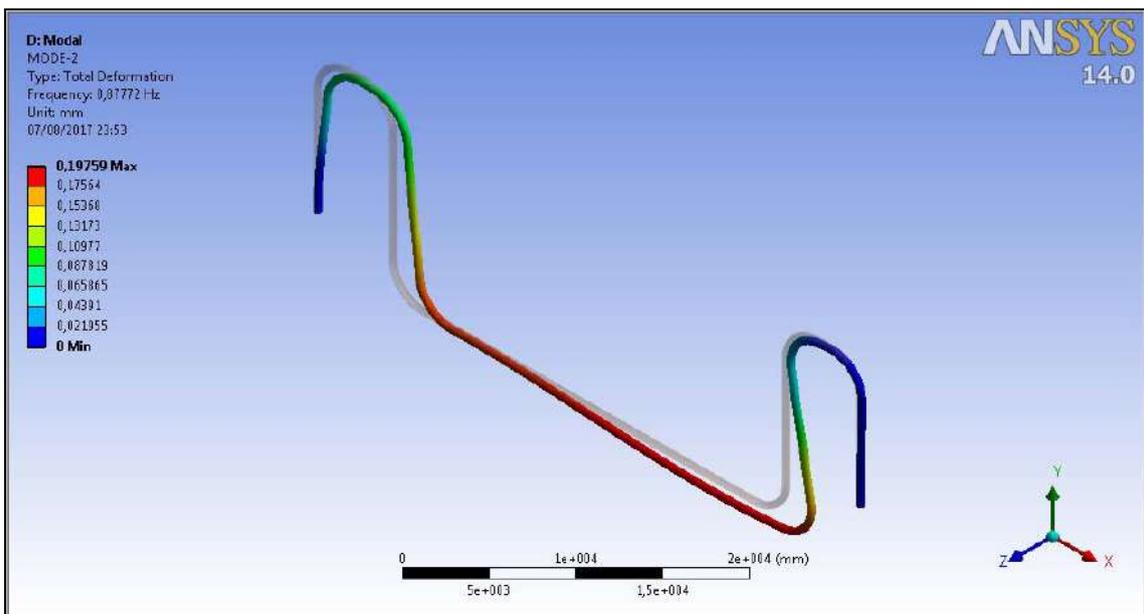


Figura V.11 - Deformada associada ao 2º modo de vibração – VIV *cross-flow* ($f_2 = 0.877$ Hz)

V.3.1. Modelo em escala reduzida

Foi desenvolvido um modelo numérico pelo método dos elementos finitos com escala reduzida com o objetivo de comparar os resultados com a da análise experimental.

Primeiramente, a redução foi feita retirando-se as extremidades do *jumper* e adaptando uma mola com rigidez torcional em cada extremidade.

O momento de torção aplicado na mola é apresentado na Equação (V.23) e a rigidez da mola é apresentada na Equação (V.24).

$$T = \frac{GJ}{L} \theta \quad (\text{V.23})$$

$$k_{\theta} = \frac{GJ}{L} \quad (\text{V.24})$$

onde, J é a constante de torção para a seção da mola, G é o módulo de elasticidade transversal do aço, L é o comprimento da mola ao longo do qual o momento de torção é implementado e θ é o ângulo de torção.

Portanto, a rigidez da mola torcional pode ser a apresentada pela Equação (V.25).

$$k_{\theta} = \frac{T}{\theta} \quad (\text{V.25})$$

Para se obter o valor dessa rigidez torcional da mola, foi aplicado um momento de 10 N.m a cada 1s por um período de 10 s (Figura V.12), no final da parte vertical do *jumper*, conforme pode ser observado na Figura V.2. A rigidez encontrada para a mola foi calculada dividindo-se o valor do momento aplicado pelo ângulo da torção (deformação) encontrada no modelo numérico.

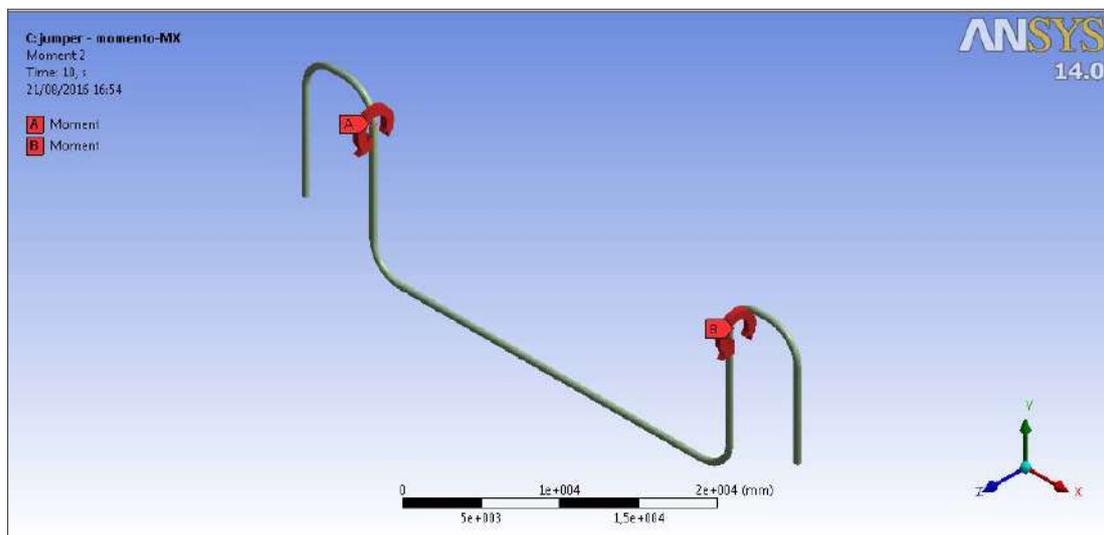


Figura V.12 – Aplicação do Momento M_x no modelo do *jumper* completo (“M”).

A Figura V.13 apresenta o resultado da deformação de cisalhamento (*shear strain*) em mm/mm na região que se deseja truncar o modelo.

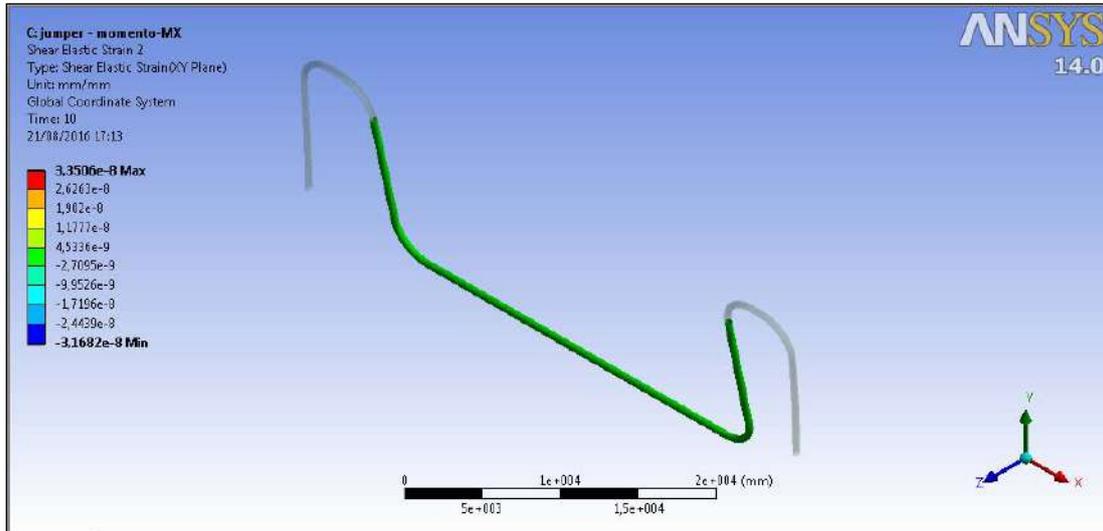


Figura V.13 – Deformação de cisalhamento no modelo do *jumper* completo.

O resultado encontrado para a rigidez rotacional da mola foi de $2,02 \times 10^8$ N.mm/grau.

Com o resultado obtido para a rigidez torcional, pode-se fazer a redução do modelo com os valores encontrados na Tabela V.4 e então, pode-se verificar a semelhança das frequências encontradas para cada modelo.

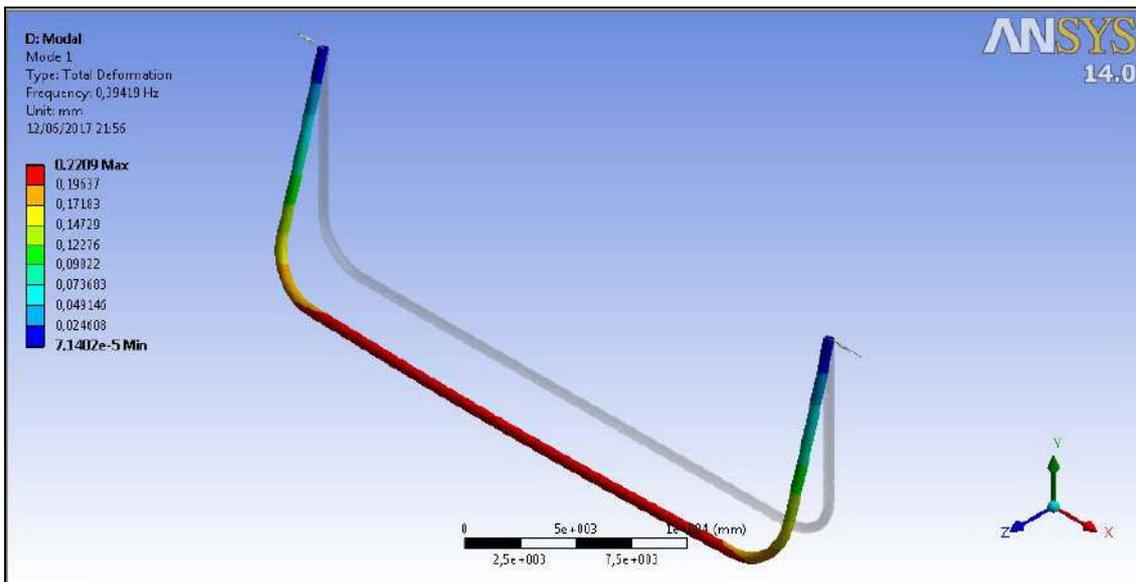


Figura V.14 – Resultado da deformação total para o modelo do *jumper* em escala real.

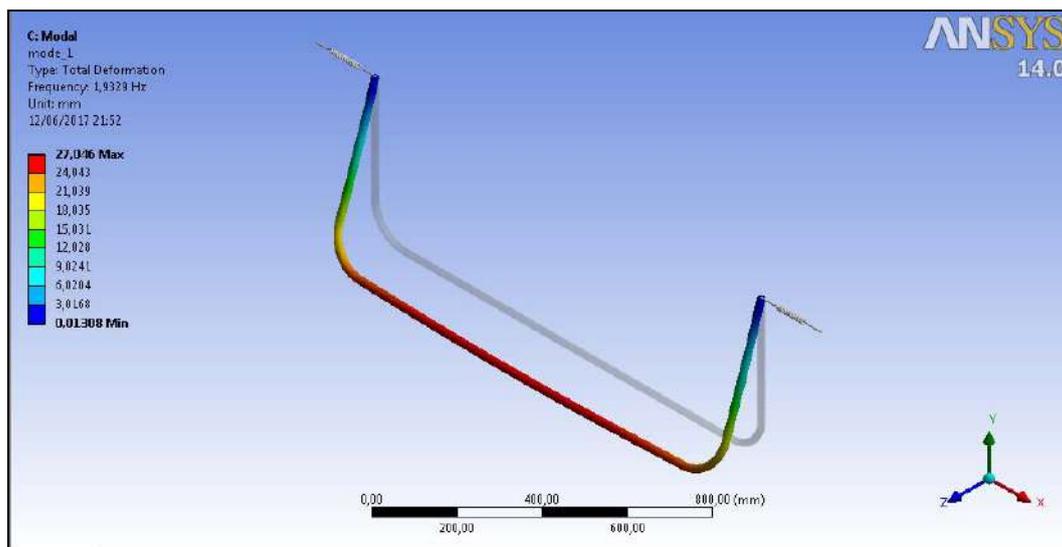


Figura V.15 – Resultado da deformação total para o modelo do *jumper* em escala reduzida ($\lambda = 25$).

A Figura V.14 e Figura V.15 apresentam, respectivamente, o resultado da deformação total para o modelo do *jumper* em escala real e em escala reduzida.

Pode-se observar que o resultado da frequência do modo 1 entre ambos os modelos são muito parecidos com o do modelo completo, de acordo com a Tabela V.8. Os valores das frequências no modelo em “U”, na escala reduzida, divididos pela raiz de λ , que nesse exemplo é 25, dão valores muito próximos aos encontrados no modelo em “U” e “M”, na escala real. Porém, não se pode fazer uma comparação com os demais modos entre o modelo completo (M) e o modelo (U) na escala real, pois as molas que representam a parte que foi “cortada” do jumper, transformando ele de “M” para “U”, não representam a rigidez necessária para os modos *cross-flow*.

Portanto, o modo que se deseja analisar é o primeiro modo, e este apresenta resultados muito semelhantes ao encontrado no modelo em escala real. O objetivo, depois dessa etapa, foi encontrar esse modo nas análises experimentais.

Tabela V.8 – Comparação dos resultados das frequências para diferentes modelos de *jumper*.

Modos	Modelo "M" escala real	Modelo "U" escala real	Modelo "U" escala reduzida	$f_n / \sqrt{\lambda}$
1	0,394	0,394	1,933	0,387
2	0,877	1,034	5,138	1,028
3	0,973	1,644	8,100	1,620
4	0,984	1,984	9,787	1,957
5	1,418	2,461	12,299	2,460

V.4. Modelagem do *jumper* para realização do ensaio

Devido ao grande comprimento da estrutura do *jumper*, foi necessário reduzir o modelo em escala para que se torne viável a observação experimental em laboratório. Para isso, foi conduzido um procedimento de redução de escala, apresentado no item V.3, para se alcançar um modelo reduzido completo de um *jumper* em escala real, tendo em vista a limitação do tanque de prova do Laboratório de Ondas e Correntes (LOC).

Porém, devido ao objetivo de se utilizar o maior potencial do tanque de análise, a geometria do *jumper* experimental não foi reduzida por fator de escala usando o teorema do π de Buckingham. Para isso utilizou-se um modelo em que o *jumper* compreendesse o maior tamanho possível dentro das dimensões limitantes do tanque, de acordo com a Figura V.16.

A realização do ensaio foi feita no tanque de correntes do Laboratório de Ondas e Correntes (LOC) pertencente ao programa de engenharia oceânica da COPPE. A dimensão do tanque é de 22 metros de comprimento, 1,4 metros de largura e 1 metro de profundidade. A Figura V.17 apresenta o local onde os ensaios foram realizados.

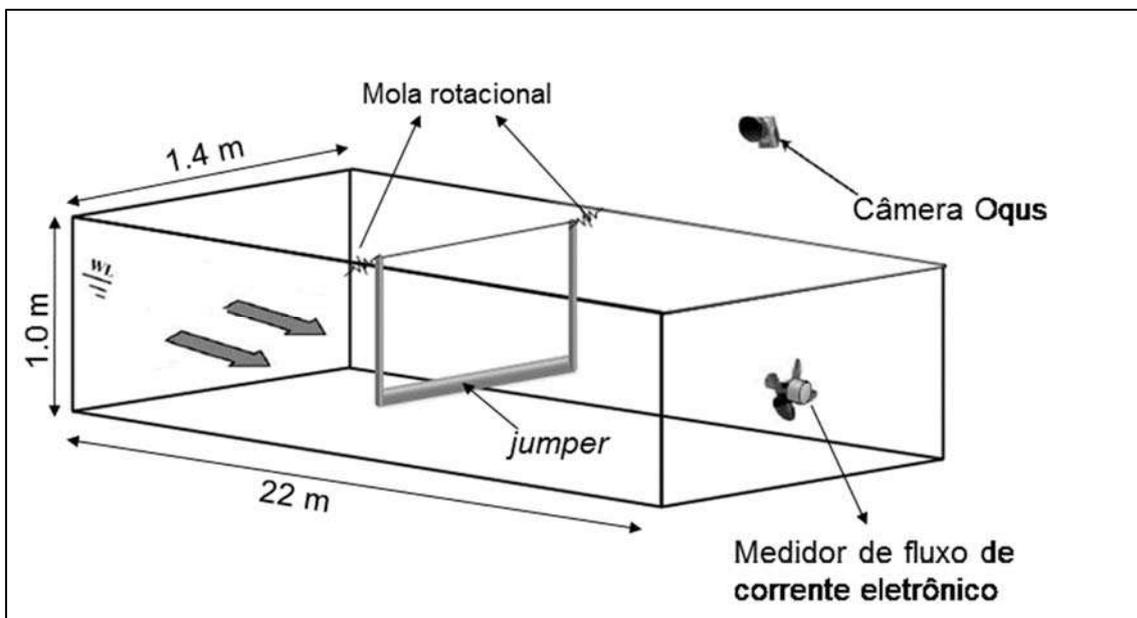


Figura V.16 – Figura esquemática do experimento e comprimento limitante do tanque.



Figura V.17 – Visão geral do tanque no LOC.

O protótipo utilizado como base para a construção do modelo experimental consiste em um *jumper* em formato de U, uma vez que o protótipo foi modelado de acordo com as limitações do tanque de corrente, e por isso as extremidades do *jumper* foram substituídas por molas rotacionais.

As barras verticais foram fabricadas em aço maciço de 6,5 x 32 mm e comprimento de 48,5 cm e a barra horizontal foi fabricada em aço com 2,5 cm de diâmetro externo, espessura de 0,1 cm e comprimento de 99,4 cm.

A rigidez do *jumper* foi modelada aqui por duas molas rotacionais em cada extremidade. Para modelar a mola de torção, foi utilizado um eixo elástico ao longo de sua extremidade, livre para se mover em torno do eixo transversal. A elasticidade do eixo é proporcionada por uma fina barra horizontal conectada ao eixo da barra vertical e fixada no suporte ao lado da estrutura conforme apresentado na Figura V.18.

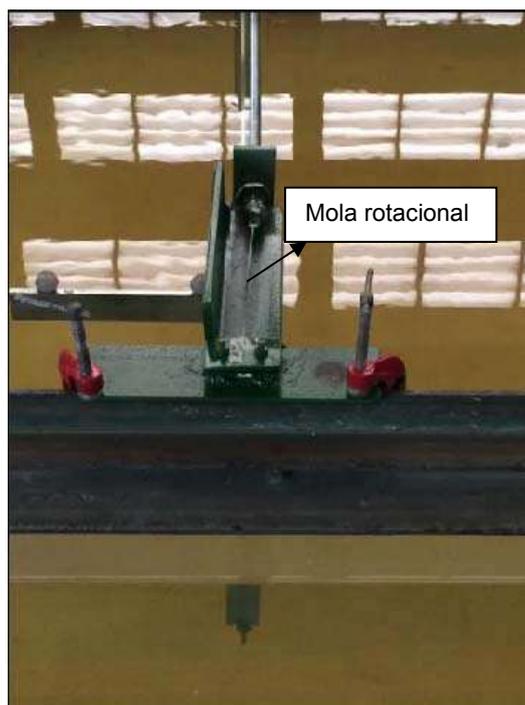


Figura V.18 – Mola do ensaio experimental.

As molas rotacionais, nesse modelo experimental, foram idealizadas por uma barrinha de aço, onde a rigidez é definida pela torção desta barrinha. O software Qualysis, que será explicado mais detalhadamente no item V.6.2, mede a rotação da barra vertical pelo tempo em que ela estiver sendo solicitada. A partir desses dados pode-se calcular a amplitude de oscilação da barra horizontal, a rigidez da mola pela equação da força de arrasto e a frequência natural de oscilação.

Após as análises experimentais, os dados foram extrapolados para o modelo do *jumper* em escala real através de seus parâmetros adimensionais.

V.5. O modelo experimental – Jumper em escala reduzida

Com o intuito de aprofundar e facilitar o entendimento sobre o fenômeno de VIV *in-line* em *jumpers* rígidos foram realizados dois conjuntos de ensaios experimentais. Estes ensaios utilizaram alguns modelos reduzidos do *jumper* rígido e foram realizados no tanque de corrente do LOC/COPPE. Basicamente, o modelo consistia de uma barra cilíndrica horizontal conectada rigidamente a duas barras de perfil retangular (uma em cada extremidade), como já explicado no item V.4, que por sua vez estavam presas a uma mola rotacional. Este sistema truncado foi concebido para representar a vibração que ocorre ao excitar-se o primeiro modo de vibração do *jumper*. Este modo consiste, simplifiadamente, em um movimento de balanço

da barra horizontal. Mais detalhes de cada um deles são apresentados nos itens subsequentes.

O objetivo principal da análise experimental consistiu, primeiramente, saber se ocorreu VIV *in-line* como esperado em condições de fluxo realistas, e caso se confirmasse, determinar as amplitudes reduzidas de vibração de um *jumper* dentro de uma faixa de velocidade reduzida, para que possa servir posteriormente como base para avaliar outras metodologias e também para se avaliar a aplicabilidade nas práticas atuais.

Os ensaios, que serão chamados de ensaio A, realizado dia 16/12/2016, e ensaio B, realizado dia 21/12/2016 foram feitos com o mesmo modelo em escala reduzida, chamado aqui de protótipo, e com a mesma mola rotacional. Foram realizados dois ensaios para que se pudesse observar a repetição do fenômeno.

Todos os dados dos ensaios foram obtidos com a utilização de imagens, tempo de duração de 120 segundos e taxa de aquisição de 100 quadros (*frames*). A Figura V.19 apresenta o modelo montado no tanque do LOC pronto para a realização dos ensaios.

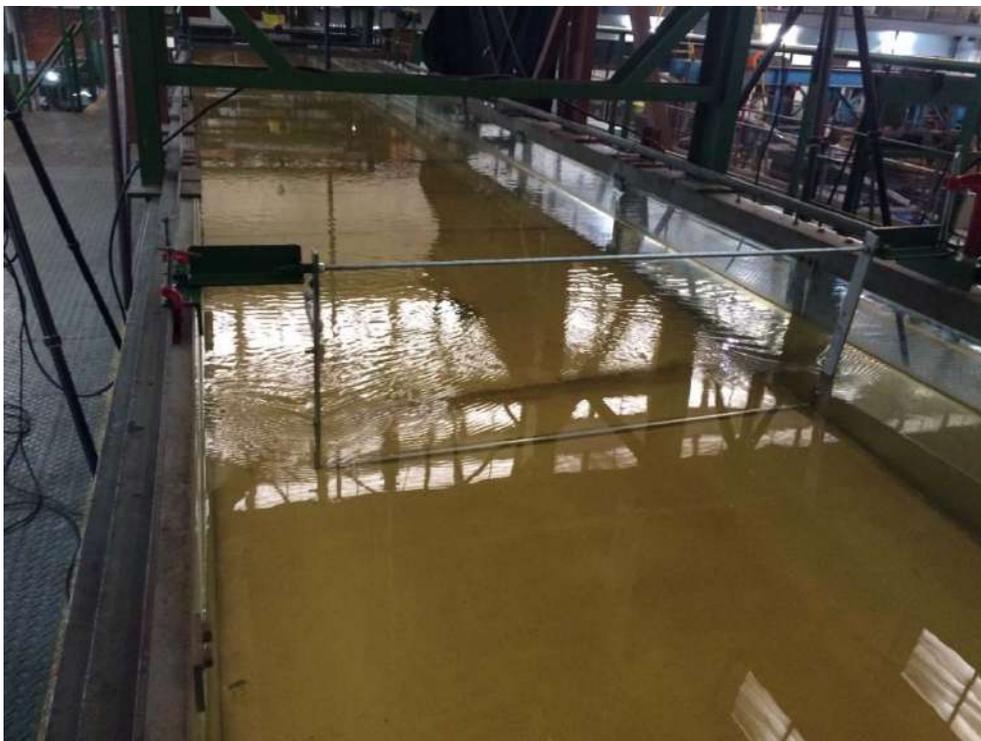


Figura V.19 – Modelo montado no tanque.

V.5.1. Correntômetro

O tanque utilizado nessa análise experimental utiliza um canal de água em recirculação. A velocidade do fluxo de água foi obtida através de bombas centrífugas as quais foram montadas no tanque com a circulação de água. A Figura V.20 apresenta a placa de controle dessas bombas que foram usadas para alterar as rotações das bombas e, conseqüentemente, alterar as velocidades de corrente.

A velocidade do fluido pôde ser variada de 0 m/s a 0,5 m/s em escala reduzida com o nível da água ajustado em 0,5 metros. A intensidade de turbulência foi inferior a 3% RMS na posição do corpo em estudo.



Figura V.20 – Painel de controle para controlar a velocidade do fluxo de água.

O medidor de corrente é um dispositivo mecânico para medição de fluxo por rotor mecânico e é principalmente baseado em contar as revoluções de uma hélice.

De acordo com [AMINI, 2015], o primeiro medidor foi inventado como um medidor de fluxo mecânico por Vagn Walfrid Ekman, em 1903 (Encyclopedia Britannica). Consiste em uma hélice e um sistema para gravar o número de rotações e uma vareta que ajusta o dispositivo para que a hélice capture o fluxo.

Estes medidores rodam em torno de um eixo vertical para minimizar o erro introduzido por movimento vertical (Figura V.21).

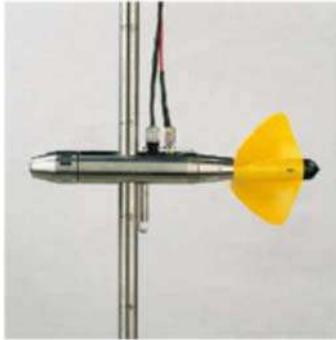


Figura V.21 – Figura de um correntômetro [AMINI, 2015].

A Figura V.23 apresenta o software que é utilizado para ler e gravar a velocidade que é medida pelo correntômetro da Figura V.22.

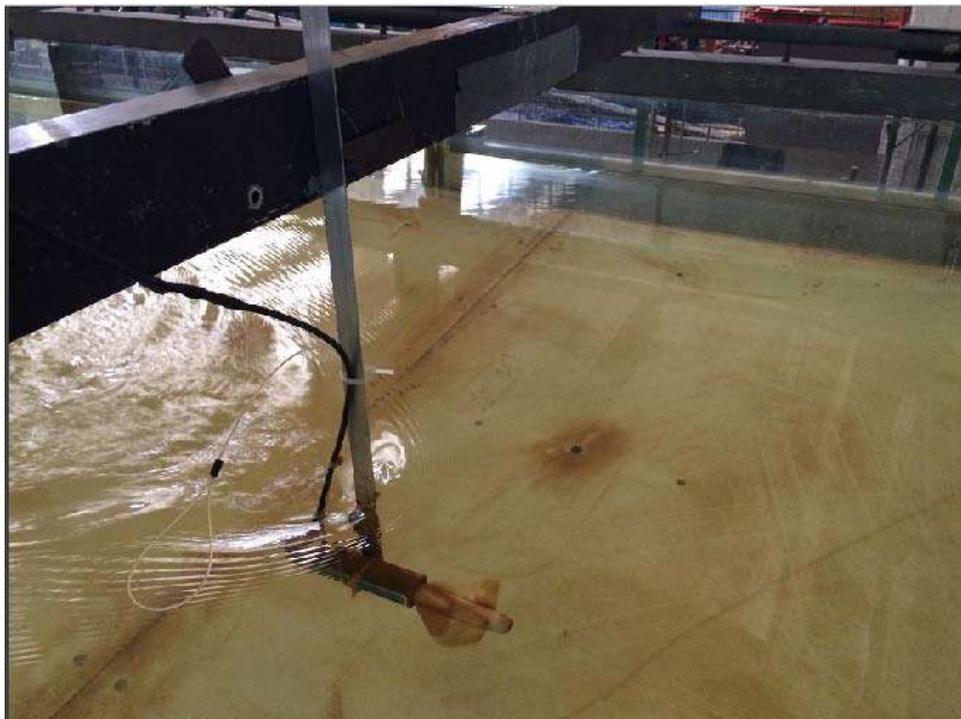


Figura V.22 – Correntômetro usado no ensaio experimental.

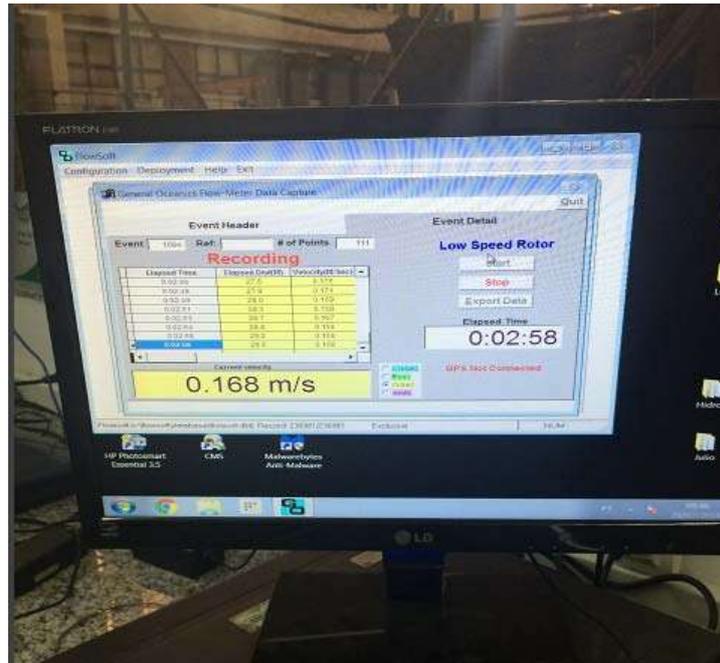


Figura V.23 – Software para ler e gravar a velocidade da corrente no tanque.

V.5.2. Software Qualisys

De acordo com o manual do Qualisys, o software oferece câmeras de captura de movimento adequadas para diversas aplicações, tanto interna como externa. As câmeras Oqus são projetadas para capturar dados de movimentos precisos.

A principal característica das câmeras Oqus é a capacidade de calcular posições de marcadores com precisão e velocidade. Esses marcadores podem ser medidos em milhares de quadros por segundo. É um sistema móvel e muito fácil de se configurar.

O processamento e cálculos rápidos de marcadores permitem que o sistema Oqus alcance um total de sistema de processamento de reconstrução 3D / 6DOF.

O sistema de captura de movimento (Figura V.24) é obtido por 2 câmeras Oqus e o software possui versão QTM 2.9.

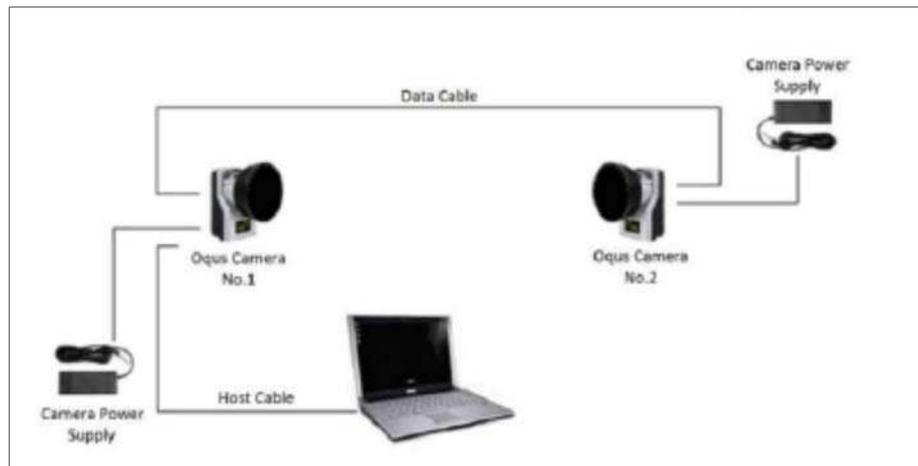


Figura V.24 – Diagrama esquemático do qualisys.

V.5.3. Ensaio A

No dia 16/12/2016, foi realizado um teste experimental no tanque do LOC usando o modelo reduzido apresentado na Figura V.2.

Antes do ensaio, foram realizados os seguintes procedimentos:

- O sensor e o sistema de movimento, juntamente com o medidor de corrente foram verificados e alinhados;
- O software Qualisys foi calibrado;
- O sistema (modelo experimental do jumper) foi posicionado para se mover exatamente ao longo do fluxo;
- Os parâmetros do sistema: massa, frequência natural e amortecimento foram registrados antes de cada caso analisado. Para assegurar os valores dos parâmetros mencionados, o procedimento foi repetido após cada caso;
- A massa da estrutura foi medida com 10 gramas de precisão;
- O teste de decaimento foi realizado antes e depois de cada caso.

Foram realizados dois conjuntos de ensaios distintos: um de decaimento e outro de vibrações induzidas por vórtice propriamente dito.

Nos ensaios de decaimento realizados na água, buscou-se a determinação das frequências naturais características do sistema e o fator do amortecimento

estrutural global, causado pela redução da amplitude de vibração devido ao amortecimento viscoso da água. Um deslocamento inicial de **30 centímetros** na direção horizontal foi dado ao protótipo e, posteriormente liberado, onde seu deslocamento ao longo do tempo foi gravado. Foram realizados três ensaios para cada condição a fim de se validar os resultados.

Vale ressaltar que o software Qualysis mede a rotação da estrutura, e com esses resultados obtidos foi possível converter essa rotação para deslocamento da barra horizontal com uma simples equação de trigonometria.

Para se obter a razão de amortecimento (ζ) foi utilizado o método do Decremento Logarítmico (δ_L), método este que permite avaliar a resposta de sistemas com vibração livre amortecida. A Figura V.25 apresenta o sinal típico da resposta de um sistema que está em vibração livre com amortecimento subcrítico.

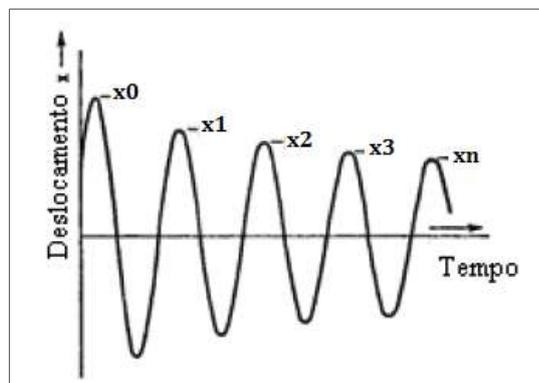


Figura V.25 – Resposta de um sistema submetido à vibração livre amortecida com seus picos de amplitude [HARRIS,2002].

A Equação (V.26) a vibração de um sistema sobre vibração livre amortecida.

$$x = Ce^{-\zeta\omega} \text{sen}(\omega + \theta) \quad (\text{V.26})$$

onde, C é constante, ζ é a razão de amortecimento, ω a frequência natural amortecida e θ a fase.

Considerando-se quaisquer dois picos de amplitude separados por n ciclos de oscilação, a razão entre essas duas amplitudes é:

$$\frac{x_n}{x_0} = e^{-2\pi\zeta/\sqrt{1-\zeta^2}} \quad (\text{V.27})$$

Como descrito anteriormente, o decremento logaritmo (δ_L) é definido como o logaritmo natural da razão de quaisquer duas amplitudes sucessivas, podendo ser descrita como a Equação (V.28).

$$\delta_L = \ln\left(\frac{x_1}{x_2}\right) = \frac{2\pi\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}} \quad (\text{V.28})$$

Para n ciclos, a Equação (V.28) pode ser definida da seguinte forma (Equação (V.29)).

$$\delta_L = \frac{1}{n} \ln\left(\frac{x_0}{x_{0+n}}\right) \quad (\text{V.29})$$

A partir da Equação (V.28) e Equação (V.29), a razão de amortecimento pode ser calculada conforme Equação (V.30).

$$\zeta = \frac{\delta_L}{\sqrt{(2\pi)^2 + \delta_L^2}} \quad (\text{V.30})$$

O método do Decremento Logarítmico foi implementado no software Mathcad, juntamente com o cálculo do espectro utilizando-se da transformada de Fourier (FFT).

O ensaio de decaimento na água apresentou o seguinte resultado para frequência natural e amortecimento do sistema na água. Foram realizados três casos sob as mesmas condições (Tabela V.9). A série temporal do deslocamento pelo tempo está apresentada na Figura V. 26.

Tabela V.9 - Resultados dos ensaios de amortecimento e frequência natural (16/12/2016)

Ensaio A	f_n	ζ
Caso 1	1,35 Hz	0,027
Caso 2	1,35 Hz	0,028
Caso 3	1,35 Hz	0,027

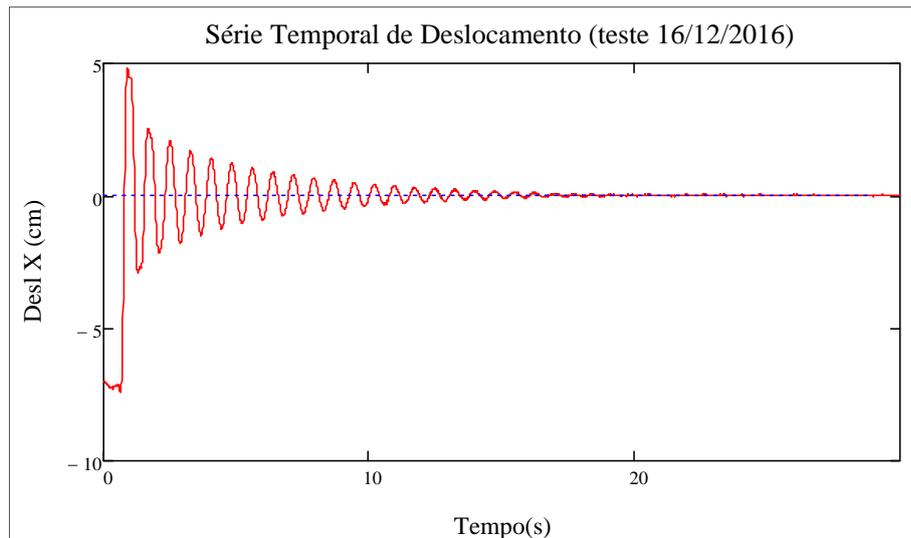


Figura V. 26 - resposta do sistema submetido à vibração livre amortecida – Ensaio A.

No ensaio A (Figura V.27), os valores para a razão de amortecimento não apresentaram variações consideráveis entre os ensaios e se concentraram em torno de 0,03. A frequência natural encontrada através da transformada de Fourier foi de 1,35 Hz para os três ensaios. Portanto, essa foi a frequência natural utilizada nesse ensaio para os demais cálculos.

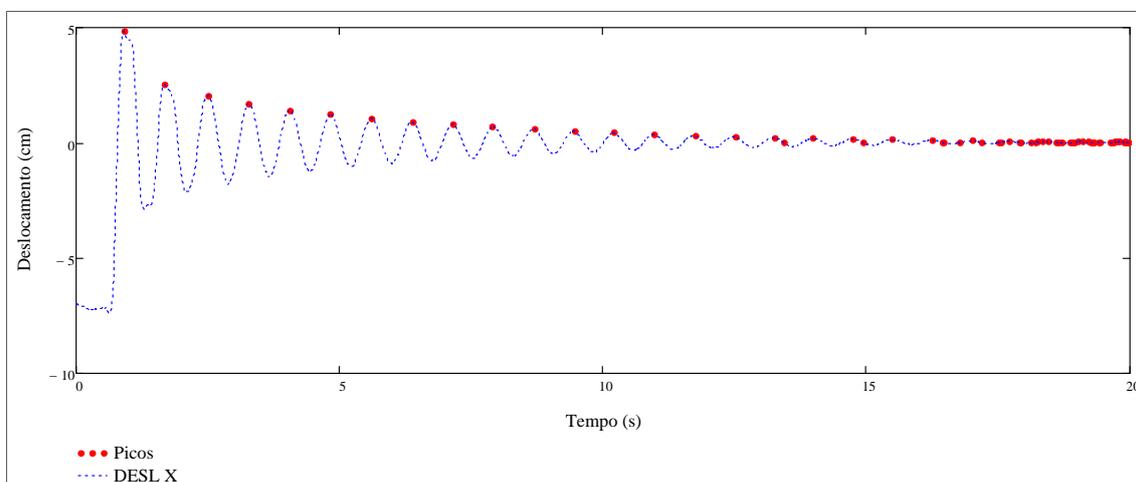


Figura V.27 - Sinal da função Decremento Logaritmo para o ensaio A.

Após a realização dos ensaios de decaimento, foram realizados 33 casos aumentando-se a velocidade do canal gradativamente para se obter tantos pontos quanto possível dentro da faixa de velocidade do canal de 0,04m/s a 0,44m/s.

Em cada caso, a estrutura esteve submetida a uma velocidade constante de escoamento por pelo menos 120 segundos, o que acarreta em carregamentos com excitações distintas para cada uma das velocidades avaliadas.

No ensaio, o nível da água foi mantido constante e a velocidade do fluxo de água foi aumentando de zero até a velocidade relativa a cada caso. O aumento da velocidade de corrente foi controlado pela mudança do RPM de quatro bombas.

Os resultados cinemáticos são mostrados aqui em termos de amplitude adimensional VIV_{IL} (A/D) pela velocidade reduzida (V_r), onde A é a amplitude da vibração harmônica *in-line* e D é o diâmetro do cilindro.

Analisando os gráficos das séries do ensaio, observou-se sistematicamente a existência de uma oscilação de baixa frequência da ordem de 20 segundos, como pode ser observado na Figura V.28. Porém, esta oscilação não faz parte do fenômeno e acredita-se ter sido provocada por uma oscilação nas bombas que geram o fluxo de corrente no tanque, portanto o sinal foi tratado, retirando-se essas baixas frequências, para filtrar esse efeito.

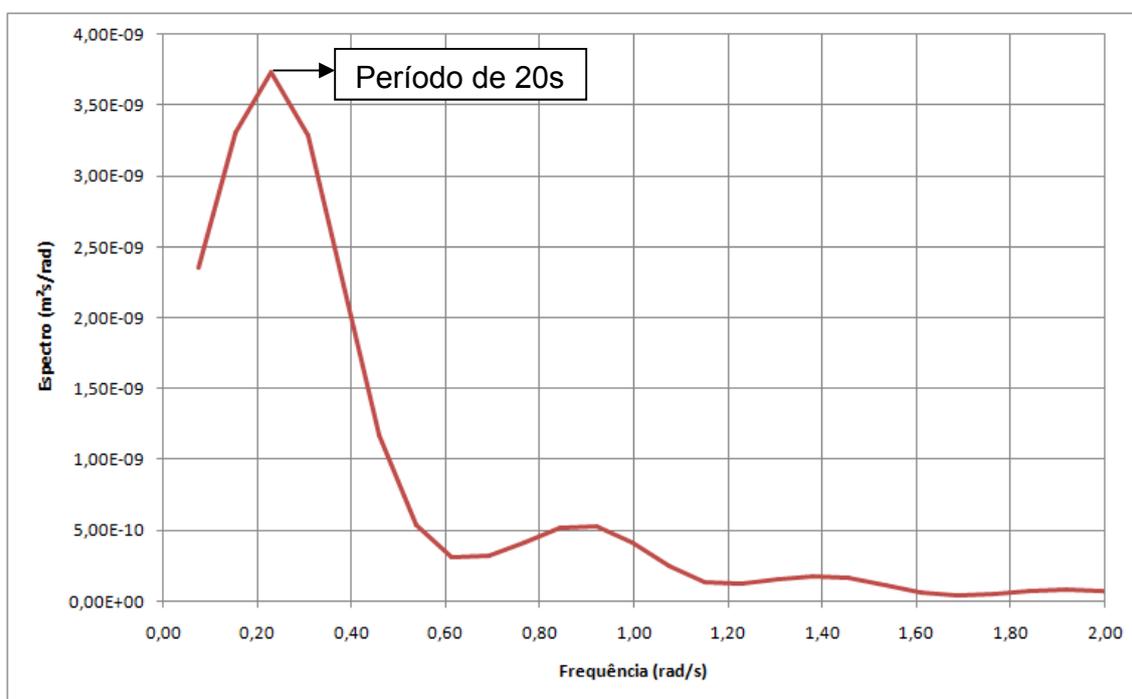


Figura V.28 – Gráfico do espectro do primeiro caso do ensaio A.

A Figura V.29 apresenta o primeiro caso analisado no dia, com velocidade experimental de 0,04 m/s medida pelo correntômetro, e a Figura V.30 apresenta o mesmo sinal, porém com os dados tratados.

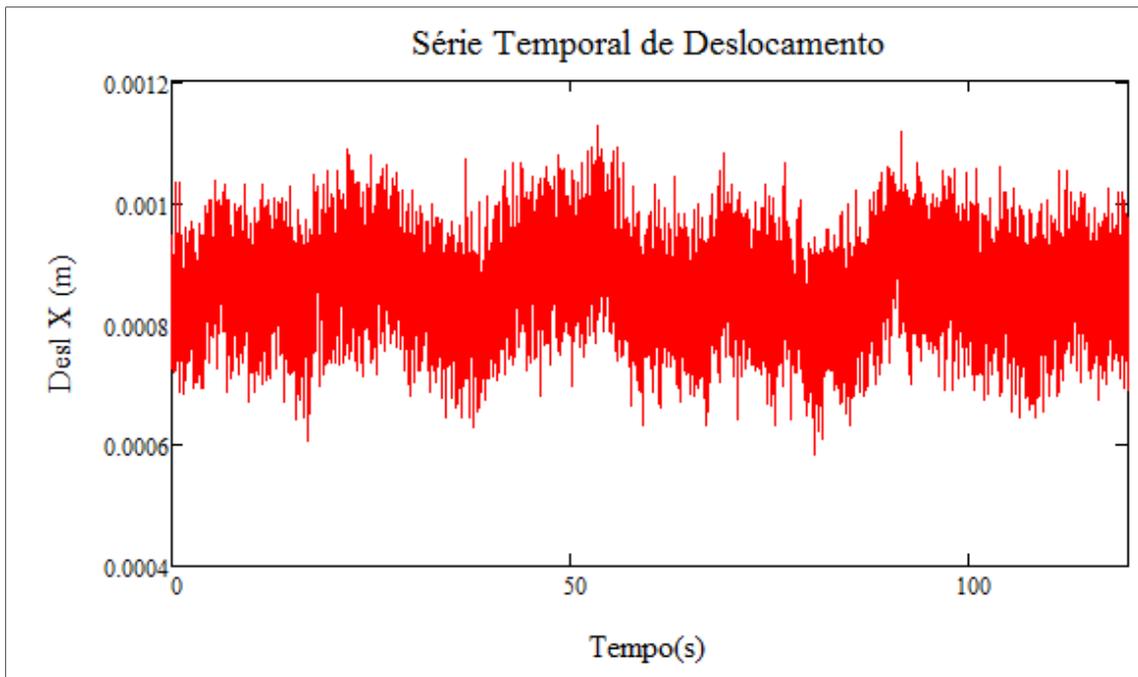


Figura V.29 – Caso 1 do ensaio A com velocidade experimental de 0.04 m/s ($V_r = 1,07$).

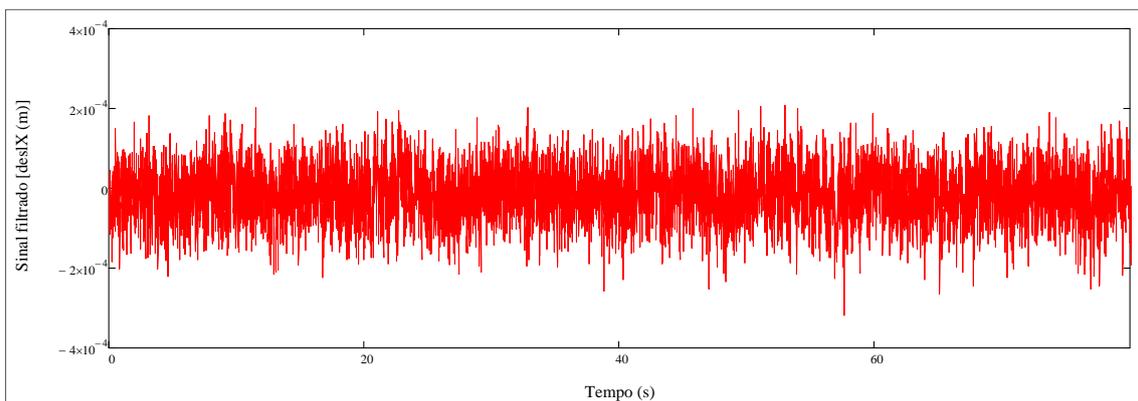


Figura V.30 – Caso 1 do ensaio A com sinal filtrado.

Com o sinal filtrado para os 33 casos, foi possível se obter a amplitude para todos os ensaios e os resultados estão apresentados no gráfico da Figura V.31, onde se observa o comportamento da amplitude em relação à velocidade reduzida para todos os casos analisados.

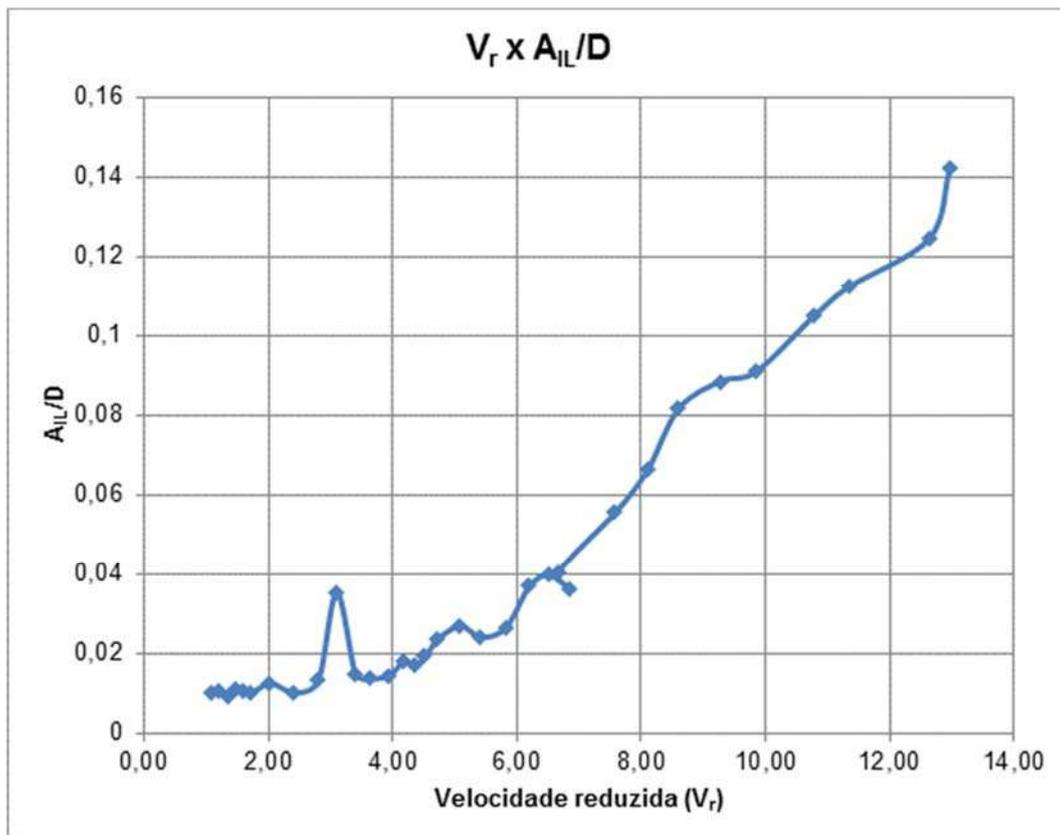


Figura V.31 - Gráfico da amplitude pela velocidade reduzida para os 33 casos experimentais do ensaio A.

Pode ser observado, na Figura V.31, que o gráfico da amplitude pela velocidade reduzida tende a ser crescente à medida que a velocidade reduzida vai crescendo. O pico ocorre para velocidade reduzida de 3,1 com A_{IL}/D de 0,035 correspondendo uma velocidade real de 0,61 m/s, já sendo considerado uma velocidade alta em grandes profundidades.

Essa variação crescente da amplitude adimensional à medida que a velocidade reduzida vai aumentando já vem sendo estudada por [AMINI, 2015] e também por [JAUVITIS, *et al.*, 2004], porém, no estudo desta tese, a velocidade reduzida ficará compreendida entre os valores estudados pelas recomendações práticas da DNV [DNVGL-RP-F105, 2017].

A Figura V.32 apresenta uma comparação entre o ensaio experimental e a curva construída de acordo com a norma da DNVGL-RP-F105 (2017) para as velocidades reduzidas compreendidas entre 1 e 4,5.

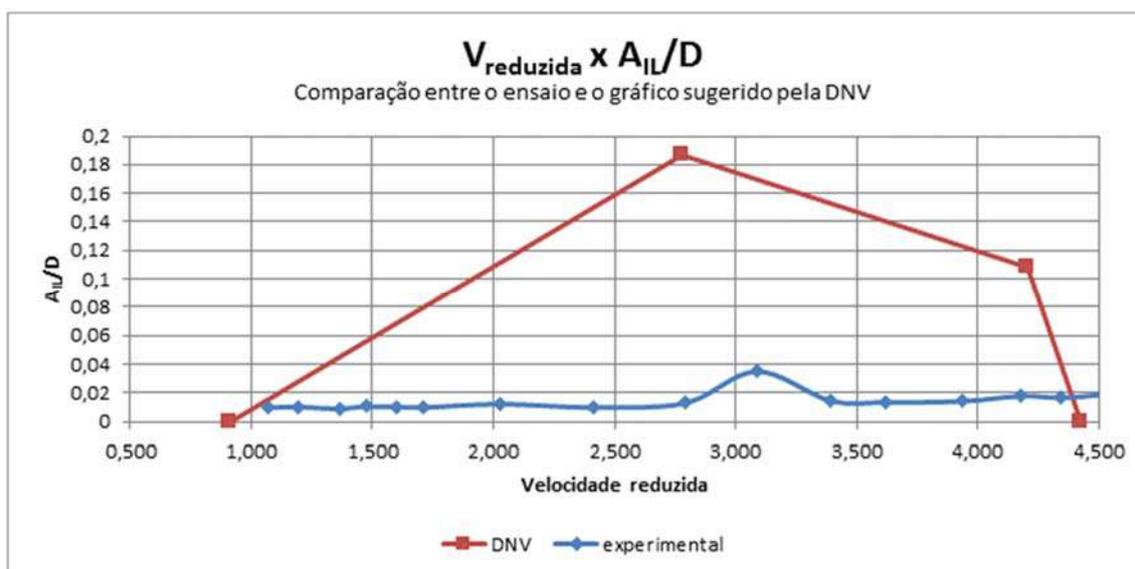


Figura V.32 - Gráfico comparativo da análise experimental (A) com a regra da DNVGL-RP-F105 (2017).

A norma da DNV apresenta um resultado da razão de amplitude *in-line* (A_{IL}/D) de 0,187 para velocidade reduzida de 2,78 que corresponde a uma velocidade real de 0,55 m/s, ou seja, a norma da DNV apresenta uma amplitude muito maior para uma velocidade reduzida próxima ao pico do ensaio estudado, podendo ser limitante para a vida útil do *jumper*.

A DNV-RP F105 realizou ensaios para definir uma metodologia em dutos rígidos apoiados sobre o leito marinho, onde as velocidades de correntes são muito baixas e uniformes. Outro fator é que os ensaios foram realizados em ambiente 2D, ou seja, com apenas 2 graus de liberdade. Porém, no ensaio realizado no *jumper*, a estrutura estava submetida a um ambiente 3D, em que o *jumper* estava suspenso e não apoiado no solo. O amortecimento da estrutura do *jumper* é maior devido à rigidez das molas fixas nas suas extremidades, o que não acontece com ensaio da DNV, uma vez que o ensaio foi realizado com dutos apoiados no solo.

Essas diferenças podem ser um dos motivos para que os resultados das amplitudes adimensionais entre o ensaio experimental no *jumper* diverjam tanto do que é calculado pela norma da DNV, uma vez que os modelos de resposta para VIV em ambas as direções, *in-line* e *cross-flow*, na DNVGL-RP-F105 (2017) foram desenvolvidas com base em dutos retos em vãos livres, como também observado por [WANG, *et al.*, 2013] em sua pesquisa sobre a resposta de VIV de um *jumper* com corrente uniforme.

O arrasto, atuante na mesma direção e sentido do fluxo da corrente, é um tipo de carregamento hidrodinâmico devido à interação entre o movimento do fluido com o protótipo submerso.

A análise experimental permitiu obter o gráfico do arrasto pela velocidade experimental (Figura V.34) e, conseqüentemente, o gráfico da rigidez da mola (Figura V.35). A rigidez da mola foi calculada através da força de arrasto (F_d) (Item III.2.2) que gera um momento de torção (Equação (V.31)) e um ângulo de torção (Equação (V.32)), obtendo assim a rigidez da mola, de acordo com a Equação (V.25).

$$T = F_d \cdot B \quad (V.31)$$

$$\theta = \text{arcseno} \left(\frac{A}{B} \right) \quad (V.32)$$

onde, A é o arrasto a que o *jumper* é submetido pela passagem da corrente e B o braço vertical do *jumper* (48,5 cm) conforme apresentado na Figura V.33.

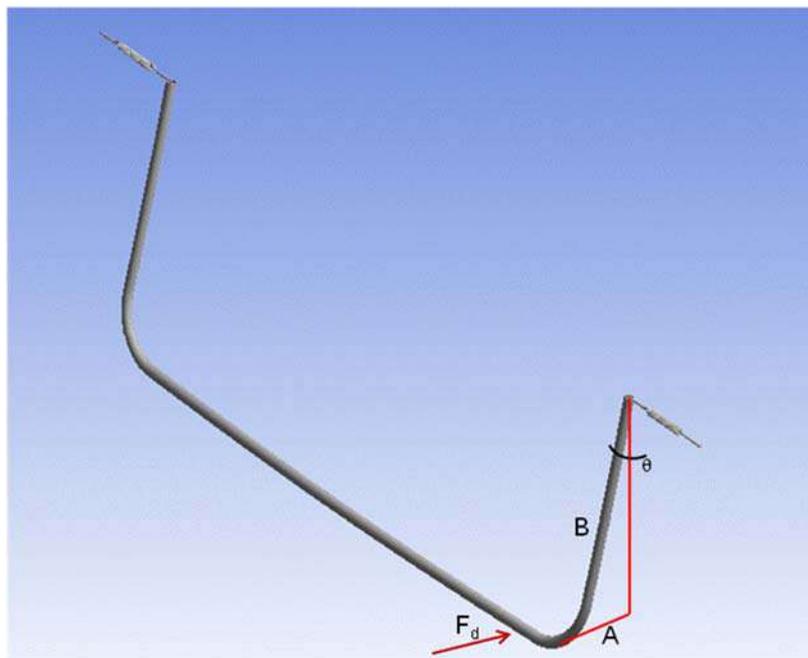


Figura V.33 – Representação esquemática para cálculo da rigidez da mola.

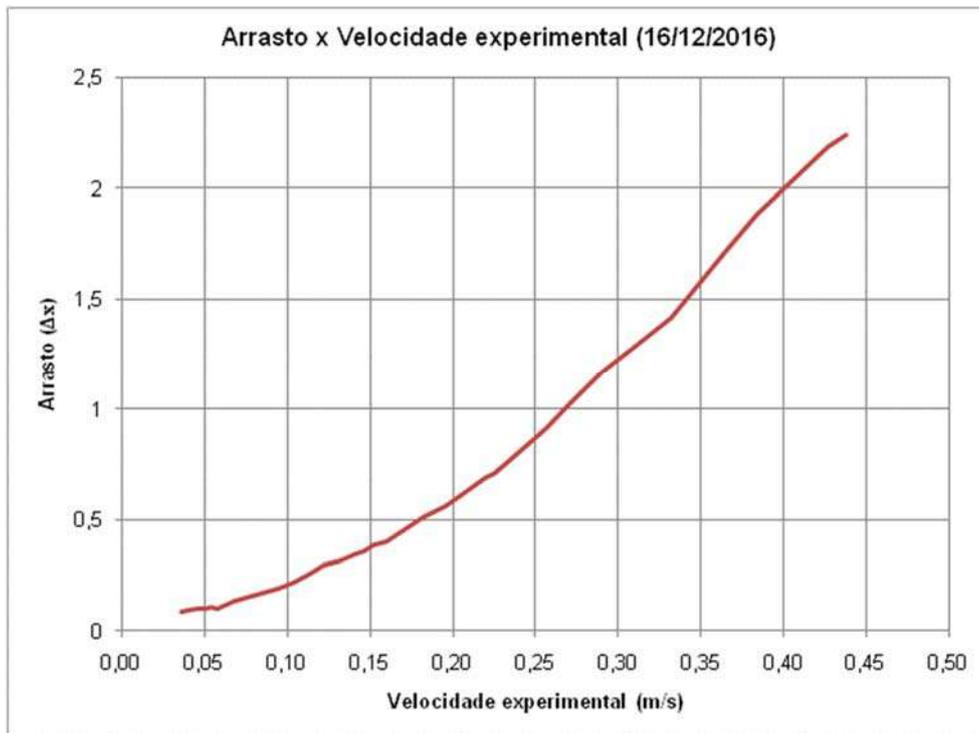


Figura V.34 – Gráfico do arrasto pela velocidade experimental (ensaio 16/12/2016).



Figura V.35 – Gráfico do momento de torção pelo ângulo de torção ensaio 16/12/2016).

V.5.4. Ensaio B

No dia 21/12/2016, foi realizado um teste experimental no tanque do LOC usando o mesmo protótipo do ensaio A, com a mola de mesma rigidez, mas com velocidades experimentais maiores que o ensaio A, como pode ser observado na Figura V.36.

O ensaio de decaimento na água apresentou o seguinte resultado (Tabela V.10) para frequência natural e amortecimento do sistema na água. Foram ensaiados três casos sob as mesmas condições que o ensaio A.

Tabela V.10 - Resultados dos ensaios de amortecimento e frequência natural (21/12/2016)

Ensaio A	f_n	ζ
Caso 1	1,35 Hz	0,029
Caso 2	1,35 Hz	0,040
Caso 3	1,35 Hz	0,031

Como pode ser observado pela Tabela V.10 o caso 2 ficou muito diferente e será desprezado. Pode-se dizer que os ensaios de decaimento dos dois ensaios (A e B) apresentaram pouca variação entre si, resultando em um valor de aproximadamente 0,03.

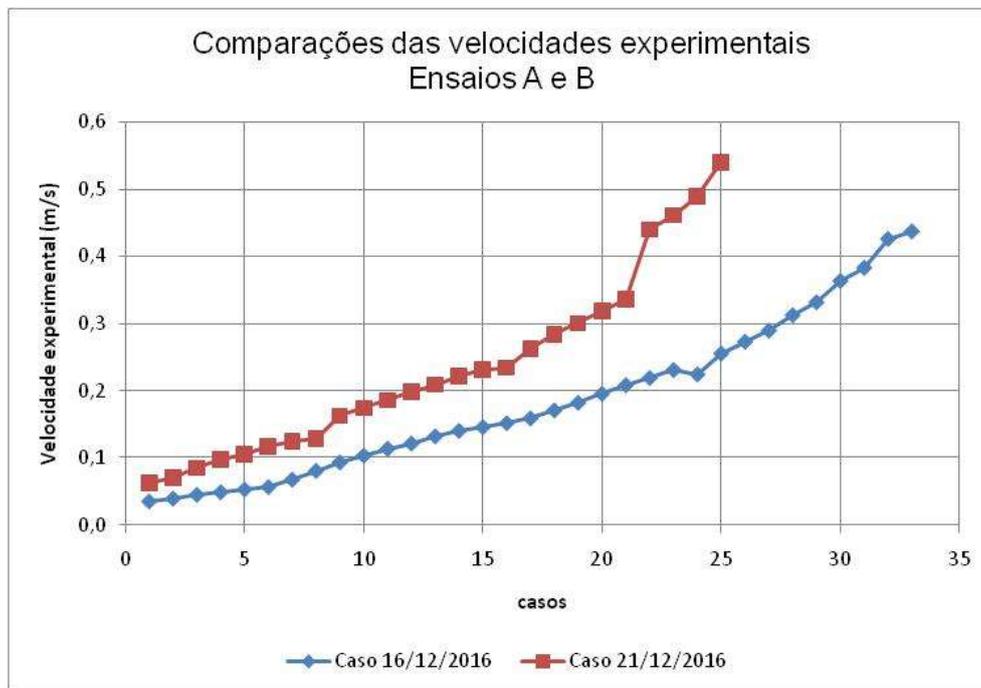


Figura V.36 – Comparação entre as velocidades experimentais dos ensaios A e B.

A Figura V.37 apresenta a série temporal do deslocamento pelo tempo para o caso 1 do ensaio realizado no dia 21/12/2016 e, a Figura V.38 representa seu sinal da função Decremento Logaritmo. A frequência natural encontrada através da transformada de Fourier foi de 1,35 Hz para os três casos ensaiados. Portanto, essa será a frequência natural utilizada nesse ensaio para os demais cálculos.

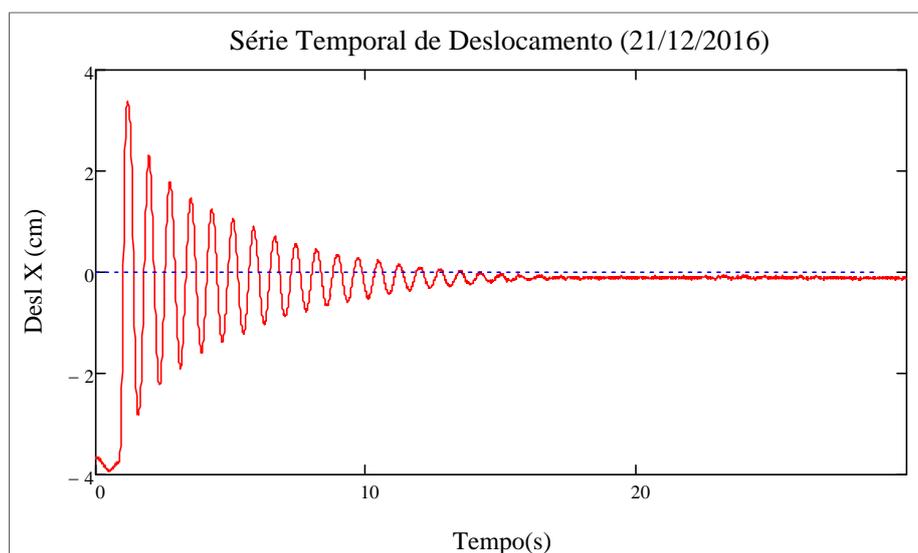


Figura V.37 - Resposta do sistema submetido à vibração livre amortecida – caso 1(21/12/2016).

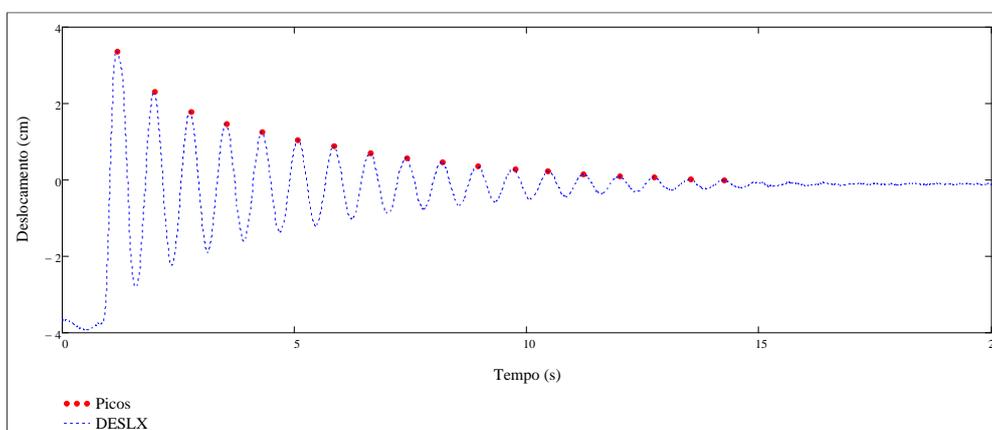


Figura V.38 - Sinal da função Decremento Logaritmo para o caso 1.

Após a realização dos ensaios de decaimento foram realizados 25 casos aumentando-se a velocidade do canal gradativamente para se obter tantos pontos quanto possível dentro da faixa de velocidade do canal de 0,06 m/s a 0,50 m/s. Em cada caso, a estrutura teve um tipo de excitação diferente, devido ao aumento da velocidade, durante 120 segundos e ocorreu nas mesmas condições que o ensaio

A, ou seja, mantendo-se o nível de água constante e variando-se gradativamente a velocidade da corrente.

Da mesma forma que o ensaio A, após análise dos gráficos das séries do ensaio, observou-se sistematicamente a existência de uma oscilação de baixa frequência da ordem de 20 segundos, conforme pode ser observado na Figura V.39. Porém, esta oscilação não faz parte do fenômeno e, acredita-se ter sido provocada por uma oscilação nas bombas que geram o fluxo de corrente no tanque, portanto o sinal foi tratado, retirando-se essas baixas frequências, para filtrar esse efeito.

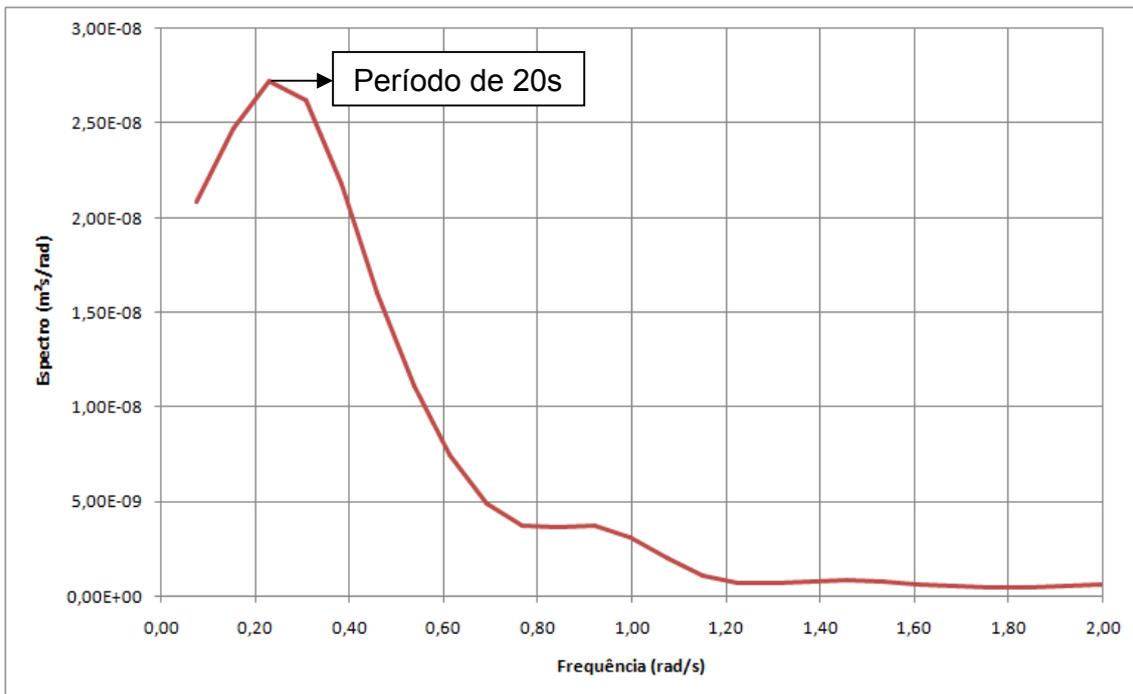


Figura V.39 - Gráfico do espectro do quarto caso do ensaio B.

A Figura V.40 apresenta o sinal para o quarto caso analisado e a Figura V.41 apresenta esse mesmo caso com o sinal filtrado para baixas frequências.

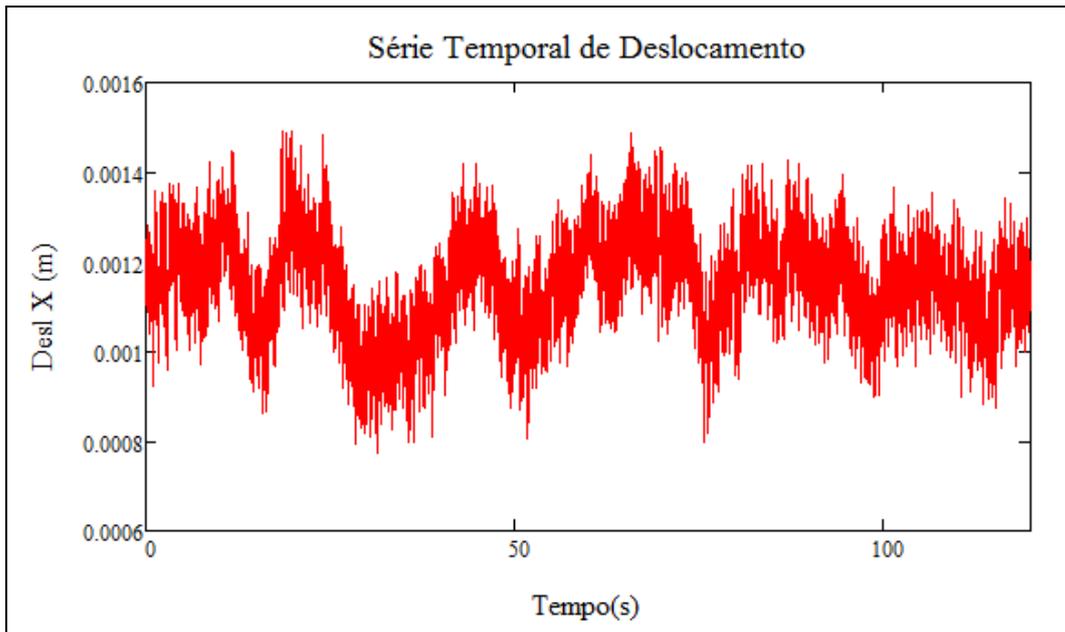


Figura V.40 - Caso 4 do ensaio B com velocidade experimental de 0.098 m/s ($V_r = 2,90$).

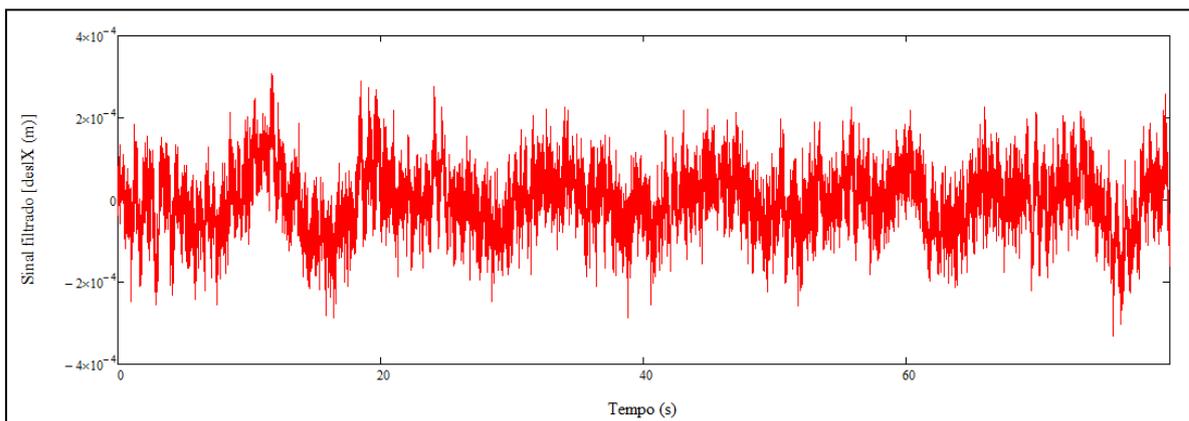


Figura V.41 – Caso 4 do ensaio B com sinal filtrado.

Com o sinal filtrado para as 25 análises, foi possível se obter a amplitude para todos os ensaios e os resultados estão apresentados no gráfico da Figura V.42, onde se observa o comportamento da amplitude em relação à velocidade reduzida para todos os casos analisados.

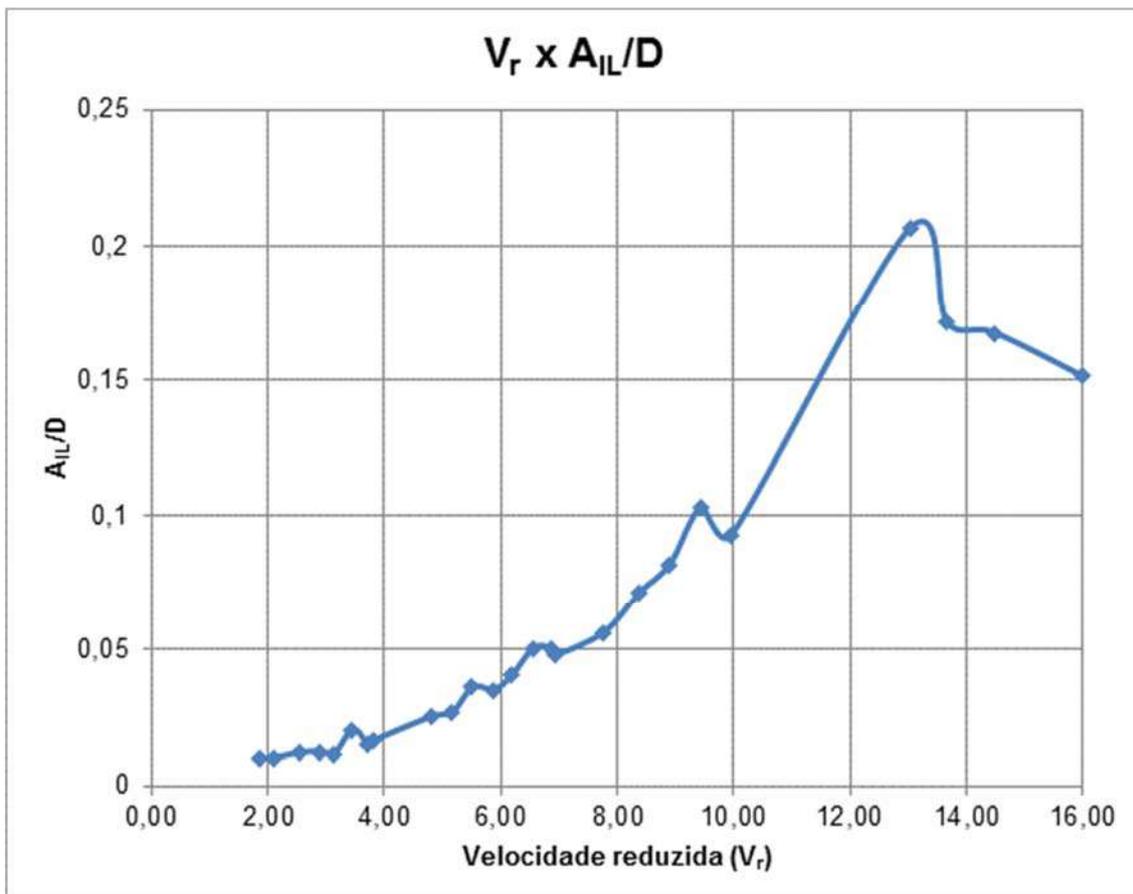


Figura V.42 – Gráfico da amplitude pela velocidade reduzida para os 25 casos experimentais do ensaio B.

Novamente, pode ser observado na Figura V.42 que o gráfico da amplitude pela velocidade reduzida tende a ser crescente à medida que a velocidade reduzida vai crescendo, da mesma forma como aconteceu no ensaio A, porém até a velocidade reduzida chegar a 13. A partir desse ponto, a amplitude tende a cair com o aumento da velocidade experimental, mas essa redução só pode ser acompanhada até a velocidade experimental de 0,50 m/s, que é a velocidade limite que o tanque do LOC suporta.

O primeiro pico ocorre para velocidade reduzida de 3,4 com A_{IL}/D de 0,02 correspondendo uma velocidade real de 0,68 m/s, já sendo considerada uma velocidade alta em grandes profundidades, conforme já salientado no Ensaio A.

A Figura V.43 apresenta uma comparação entre o ensaio experimental e a curva feita de acordo com a norma da [DNVGL-RP-F105, 2017].

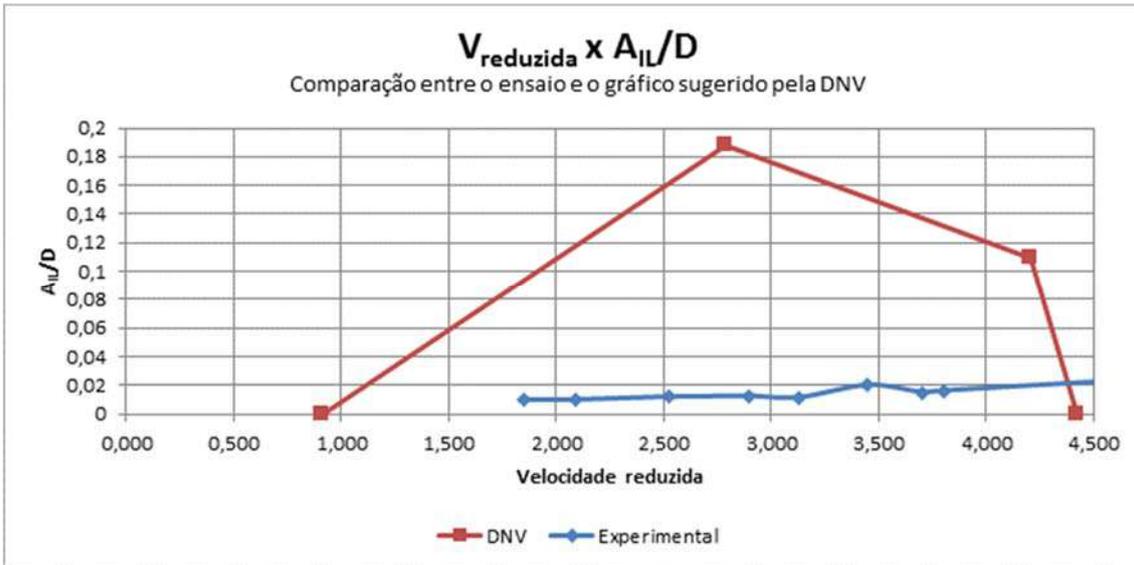


Figura V.43 - Gráfico comparativo da análise experimental (B) com a regra da DNVGL-RP-F105 (2017).

Novamente, a DNVGL-RP-F105 apresenta resultados muito superiores ao calculado pelas análises experimentais abrangendo a velocidade reduzida entre 1,0 e 4,5.

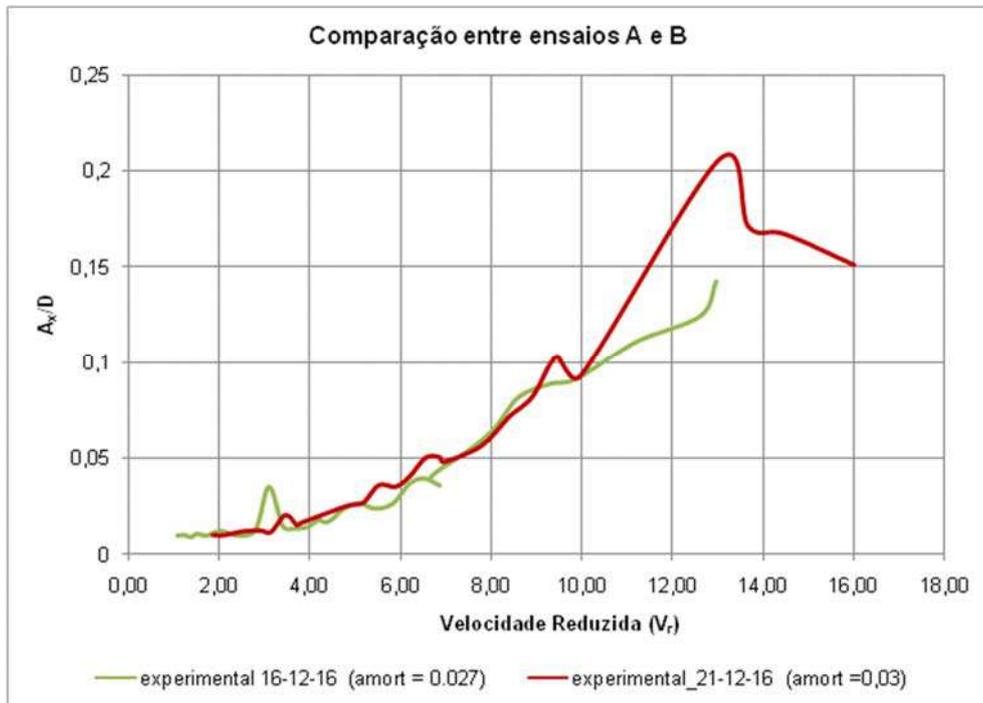


Figura V.44 – Comparação entre as amplitudes dos ensaios A e B pela sua respectiva velocidade reduzida.

A Figura V.44 apresenta a comparação entre os dois ensaios realizados com os mesmos parâmetros e mesmo material, porém com velocidades experimentais

diferentes. Pode-se observar que se continuasse a aumentar a velocidade experimental do ensaio A (16/12/2016) este, provavelmente, teria um decaimento da amplitude quando esta ultrapassasse a velocidade reduzida de 13.

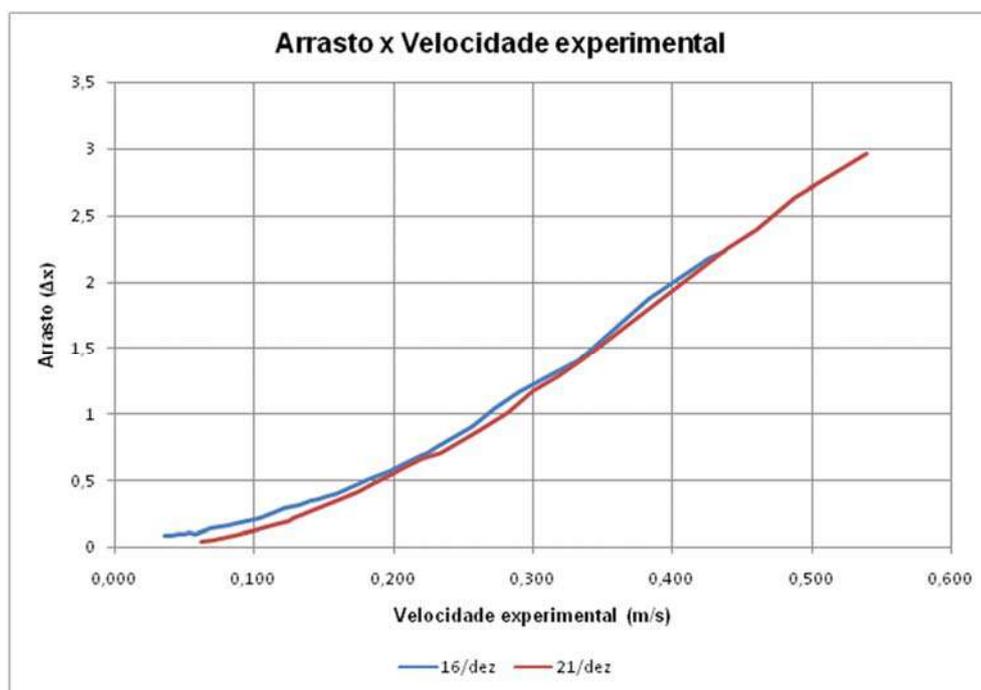


Figura V.45 – Comparação entre o arrasto dos ensaios A e B.

A Figura V.45 apresenta a comparação entre o arrasto encontrado nos ensaios A e B. Pode-se observar que a mola não obteve um comportamento linear durante todos os casos analisados em cada ensaio. Portanto, para que se pudesse encontrar a rigidez dessa mola, fez-se necessário pegar apenas a parte linear que é a que está compreendida entre as velocidades 0,2 e 0,4 m/s.

A Figura V.46 apresenta a comparação entre os gráficos do momento x ângulo de torção, gráfico este que apresenta, pela tangente da reta, a rigidez da mola, caso fosse linear.

Tabela V.11 – Rigidez da mola nos ensaios A e B.

	A	B	Unidade SI
par de mola	230	238	N.mm/grau
cada mola	115	119	N.mm/grau

A Tabela V.11 apresenta o valor encontrado para a rigidez da mola em cada ensaio estudado. Considerando a não linearidade dos ensaios devido à corrente 3D ocorrendo no tanque e alguma perturbação externa que possa ter ocorrido, pode-se

concluir que a rigidez é a mesma para os dois ensaios em ordem de grandeza, pois possuem uma diferença de 3% entre elas.

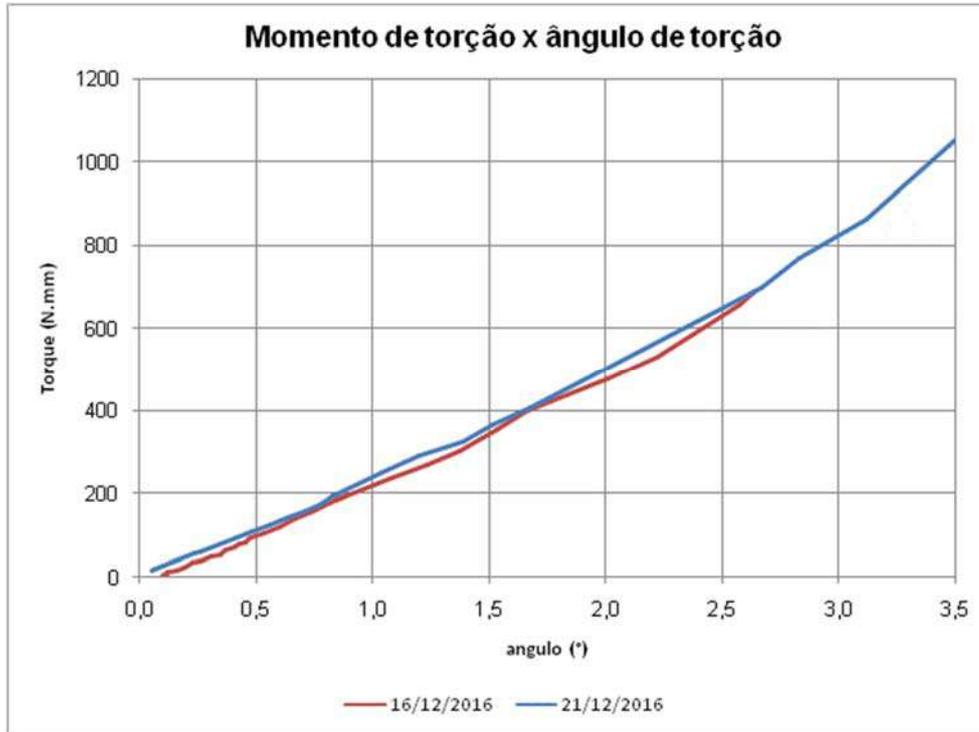


Figura V.46 – Gráfico comparativo entre o momento de torção pelo ângulo de torção dos ensaios A e B.

V.6. Modelo numérico baseado no modelo experimental

Após a realização dos ensaios experimentais, foi realizado o ensaio numérico pelo Método dos Elementos Finitos para o modelo do *jumper* que foi ensaiado experimentalmente.

Tabela V.12 – Dados para modelo numérico extraídos dos dados experimentais.

Modelo	Largura	Espessura	Comprimento	De	Di	Rigidez Torcional Mola
	cm	cm	cm	cm	cm	N.mm/grau
Barra vertical	0,65	3,2	48,5	-	-	119
Barra horizontal	-	0,1	99,4	2,5	2,3	

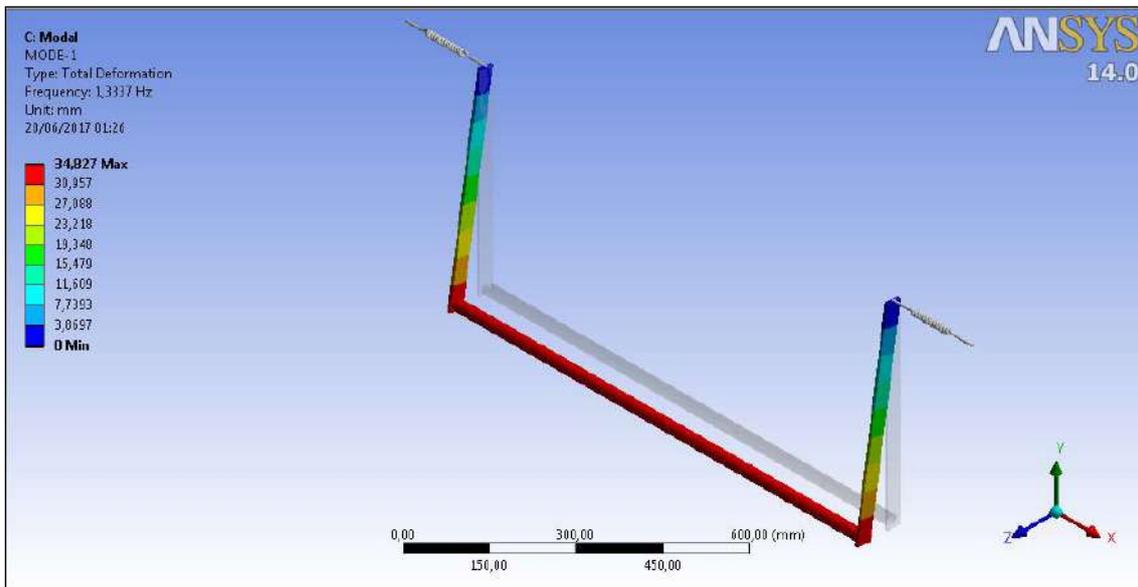


Figura V.47 – Modelo numérico baseado no modelo experimental – Primeiro modo VIV IL.

A Figura V.47 apresenta uma análise modal do modelo numérico feito exatamente com os dados do modelo experimental analisado anteriormente. As barras verticais são barras maciças retangulares e a barra horizontal é constituída de um cilindro com as dimensões apresentadas na Tabela V.12 e o material usado sendo o aço. Entre as rigidezes apresentadas da Tabela V.11 a que melhor representou a mola foi a de 119 N.mm/grau.

O primeiro modo é o modo do VIV_{IL} onde o conjunto move-se na direção do eixo Z apresentado na Figura V.47. A frequência encontrada para esse modo é de 1,33 Hz, ou seja, similar ao que foi ensaiado, que foi de 1,35 Hz validando, portanto, o ensaio experimental.

CAPÍTULO VI

COMPARAÇÃO NUMÉRICA EXPERIMENTAL

VI.1. Introdução

Neste capítulo, foi realizado um estudo comparativo com os resultados das amplitudes encontradas para diferentes velocidades analisadas nos ensaios experimentais apresentados no Capítulo V, com a metodologia de cálculo da amplitude apresentada nas Recomendações Práticas da DNV [DNVGL-RP-F105, 2017] e também através do programa Shear7 versão 4.6 que calcula as amplitudes baseando-se em curvas semi-empíricas dos coeficientes de *lift* (CL) como função da amplitude de vibração normalizada e também da frequência de vibração normalizada. A metodologia de cálculo utilizada pelo programa Shear7 já foi apresentada no Capítulo IV, e foi empregado nesse capítulo seu uso, utilizando-se também de um exemplo de um *riser* em catenária livre (SCR – *Steel Catenary Riser*) com o objetivo de reforçar os resultados aqui apresentados.

VI.2. Resultados SHEAR7 - *Jumper*

Primeiramente, é importante ressaltar que no anexo F do manual do Shear7 [User Guide for Shear7 Version 4.9b] há uma recomendação prática quanto à modelagem do *jumper* para cálculo de fadiga no programa Shear7 em que se determina o seguinte:

- ainda não foi aferido para *jumper*,
- atribuir o formato do *jumper* verticalmente e não em forma de U ou M;
- a velocidade da corrente do fluxo sobre o *jumper* tem que ser imputado ao programa em linha reta equivalente à forma com que essa corrente chega ao *jumper*;
- determinar o tipo de amortecimento apropriado para cada zona do *jumper*, especificando os cinco coeficientes de entrada apresentados na Tabela IV.1;

- Ficar atento a novos testes e pesquisas para obter as calibrações mais recentes.

Seguindo as recomendações práticas do manual do programa Shear7 para o cálculo de fadiga devida às VIV em *jumpers* rígidos, nos gráficos e tabelas a seguir, serão apresentados os resultados da amplitude *in-line* máxima ocorrida no *jumper* devido às vibrações induzidas por vórtices em função da velocidade reduzida (V_r), comparando o resultado do experimento e os calculados através de simulações numéricas para cada condição de velocidade.

O modelo do *jumper* analisado é o mesmo da Figura V.6 e os parâmetros para estudo do VIV *in-line* é apresentado na Tabela VI.1 retirado do manual do Shear7 versão 4.9. A curva de sustentação (CL) 7 é a curva para VIV *in-line* apresentada por [User Guide for Shear7 Version 4.9b] e já apresentada na Tabela IV.1 do Capítulo IV.

Essa correção se faz necessária, uma vez que as velocidades reduzidas na direção paralela ao escoamento são maiores do que na direção transversal ao fluxo. Isso faz com que a região de excitação (α e β), em que a V_r precisa estar compreendida para a ocorrência de VIV, seja maior na direção IL do que na direção CF, sendo necessárias as modificações nos parâmetros de largura de banda e número de Strouhal, conforme a Equação (IV.3) e Equação (IV.4).

Tabela VI.1– Parâmetros Shear7 para VIV *in-line*.

Parâmetro	<i>in-line</i>
Massa adicionada (Ca)	1
Nº Strouhal	0,33
Tabela CL	7
Coefficientes de amortecimento	0,2 ; 0,18; 0,2
Largura de banda (bandwidth)	1,15
Limite de amplitude de zona primária	1
power cut off	0,05

Para VIV *in-line*, analisada nesse estudo, a corrente é perpendicular ao eixo longitudinal do *jumper* (corrente *out-of-plane*). A Figura VI.1 e Figura VI.2 apresentam como a corrente incide no *jumper* e como ela foi inserida no programa Shear7 respectivamente.

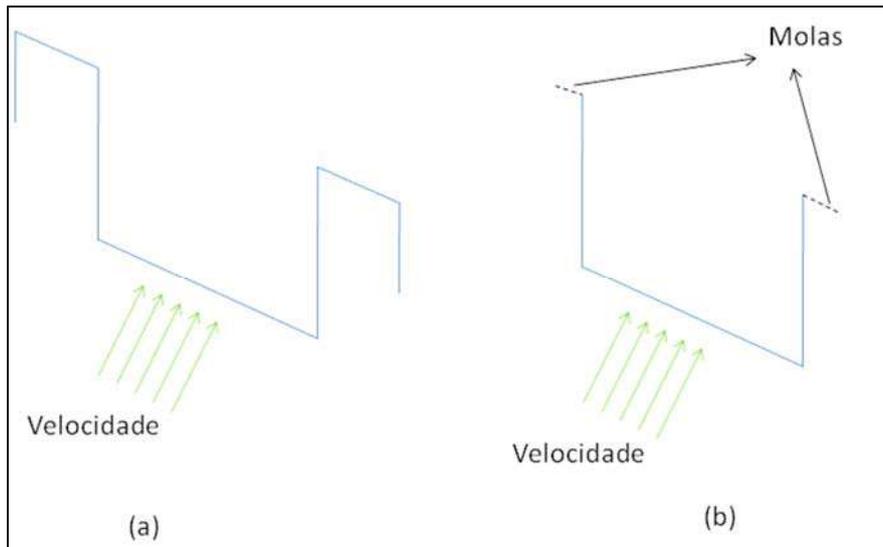


Figura VI.1 – Forma de incidência da corrente fora do eixo longitudinal do *jumper* (a) modelo jumper real; (b) modelo reduzido ensaiado.



Figura VI.2 – Forma de incidência da corrente como entrada no programa Shear7 fora do plano – corrente *out-of-plane*.

As velocidades experimentais que foram usadas, nesse estudo comparativo, com o programa Shear7 v.4.6 e as recomendações práticas da DNV ficaram compreendidas na faixa de velocidade reduzida entre 1,0 e 4,5, para que possa ser comparado com a DNVGL-RP-F105 (2017).

Foram usadas as dez primeiras velocidades ensaiadas no dia 21/12/2016, e a partir da velocidade experimental chegou-se a velocidade reduzida, através do valor do diâmetro do *jumper* real (Tabela V.6) e da frequência natural do modo 1 (Tabela V.7), obteve-se o valor da velocidade real que foi usado nos estudos comparativos, conforme apresentado na Equação (VI.1) e Tabela VI.2.

$$V_r = \frac{U_{exp}}{fn_{exp}.D_{exp}} = \frac{U_{real}}{fn_{real}.D_{real}} \quad (VI.1)$$

Tabela VI.2 – Velocidade de corrente usadas no estudo comparativo.

Caso	V _{experimental}	V _{reduzida}	V _{real}
Nº	(m/s)	-	(m/s)
1	0,062	1,85	0,370
2	0,071	2,09	0,419
3	0,085	2,53	0,506
4	0,098	2,90	0,580
5	0,106	3,13	0,627
6	0,116	3,45	0,691
7	0,125	3,80	0,742
8	0,128	3,75	0,761
9	0,133	3,94	0,788
10	0,141	4,18	0,836

A Figura VI.3 apresenta a amplitude de vibração adimensional para o primeiro caso da Tabela VI.2, calculada pelo programa Shear7 através da sua curva de *lift* e do cálculo do amortecimento total da estrutura, para o modelo real do *jumper* apresentado na Figura V.6, Tabela V.5 e Tabela V.6 e o modelo reduzido ensaiado apresentado na Figura V.16.

Observa-se que a amplitude normalizada encontrada, para os dois modelos, apresentou valores similares, com amplitude máxima próximas, amplitudes ao longo de suas barras verticais simétricas (parte inclinada do gráfico).

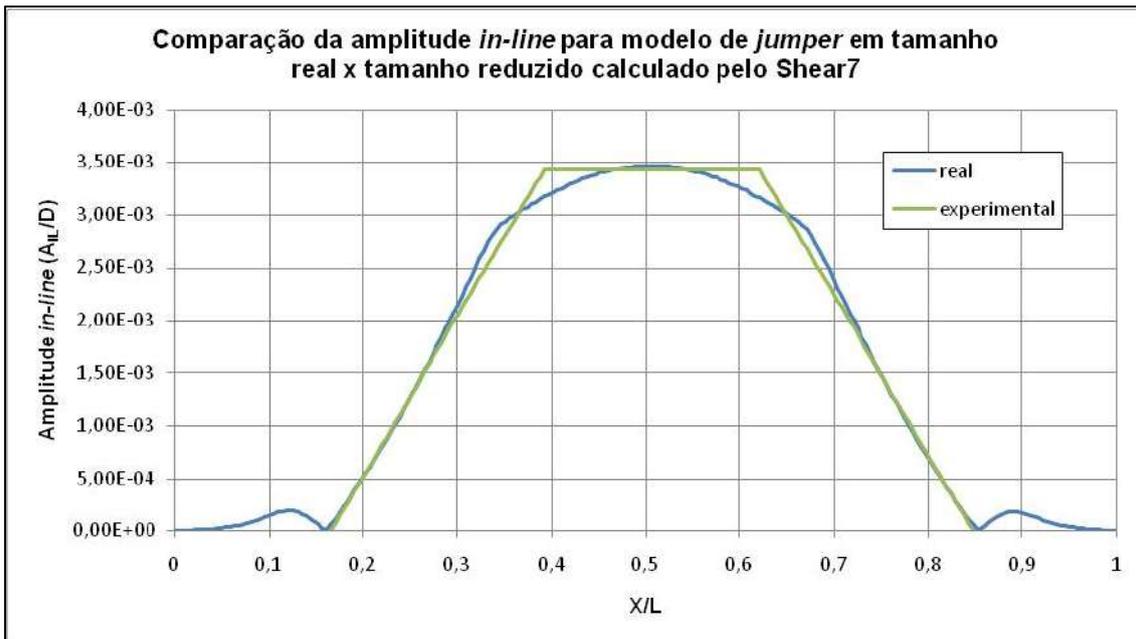


Figura VI.3 – Comparação da amplitude *in-line* para a velocidade experimental de 0,062 m/s entre o modelo ensaiado e o modelo em tamanho real do *jumper*.

A Tabela VI.3, que está representada graficamente pela Figura VI.4, apresenta uma comparação entre os valores encontrados para amplitude adimensional do modelo real e do modelo reduzido usado para os ensaios e, também, dos valores da amplitude encontradas para as dez primeiras velocidades ensaiadas no tanque do LOC realizado no dia 21/12/2016.

É importante ressaltar que o amortecimento estrutural inserido no programa Shear7 para o modelo reduzido foi o amortecimento calculado no ensaio, no valor de 0,027, porém para o modelo real foi necessário um amortecimento estrutural na ordem de 10 vezes maior que o encontrado no ensaio.

O modelo reduzido, por ser um modelo em menor escala feito em aço, fixo em suas extremidades por uma mola com rigidez torcional que compense a segunda parte vertical que ele possui em sua escala real, é muito mais rígido que o modelo real, necessitando assim de menos amortecimento.

Observa-se que, em termos de amplitude adimensional, o modelo real do *jumper* apresentou resultados bem similares ao modelo reduzido e truncado no qual os ensaios foram realizados, porém os resultados das amplitudes encontradas experimentalmente foram maiores que os valores encontrados pelo programa Shear7.

Tabela VI.3 – Amplitudes *in-line* adimensionais para as 10 primeiras velocidades ensaiadas no dia 21/12/2016.

$V_{\text{experimental}}$ (m/s)	V_{real}	V_r	A/D_{real}	A/D_{red}	A/D_{exp}
0,0624	0,3702	1,85	0,00347	0,00343	0,009
0,0706	0,4189	2,09	0,00487	0,00473	0,0108
0,0852	0,5056	2,53	0,00716	0,00656	0,0124
0,0978	0,5802	2,9	0,00949	0,00839	0,0144
0,1057	0,6267	3,13	0,00804	0,00754	0,0116
0,1165	0,6908	3,45	0,00915	0,00857	0,0204
0,1251	0,7418	3,71	0,00913	0,0086	0,0152
0,1283	0,7610	3,82	0,00909	0,00859	0,0164
0,1328	0,7878	3,94	0,00797	0,00769	0,0144
0,1410	0,8364	4,18	0,00943	0,00843	0,018

Também tem que ser levado em consideração que para o uso do programa, o *jumper* não pôde ser considerado com uma geometria 3D, ou seja, ele é considerado como uma estrutura completamente vertical, onde a incidência da corrente se dará da forma como ela “é vista” pela parte vertical e pela parte horizontal do *jumper*. Essa simplificação faz com que a resposta da amplitude adimensional seja menos conservativa, uma vez que as partes verticais do *jumper* possuem uma rigidez elevada.

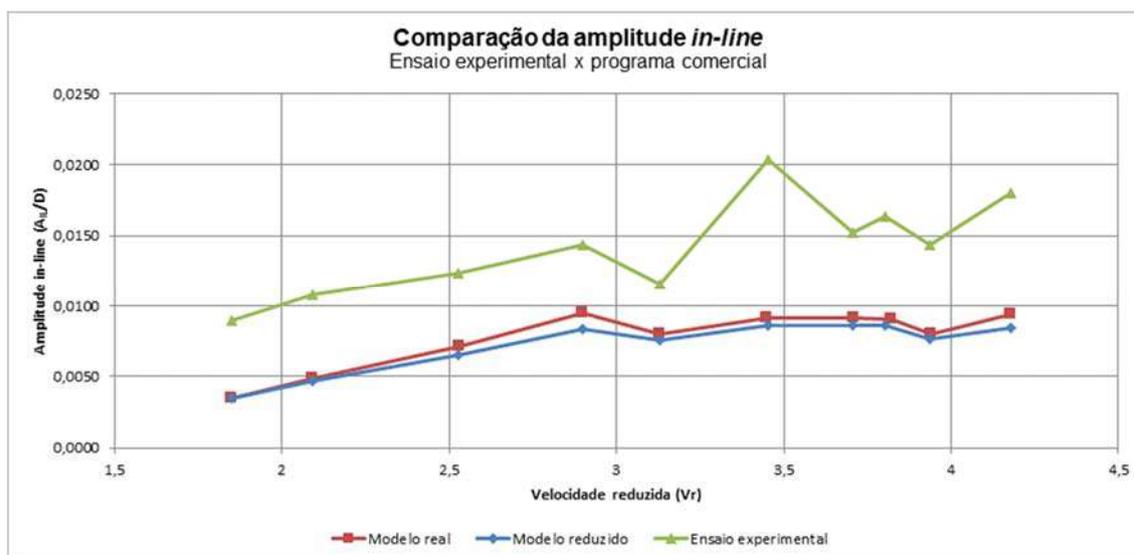


Figura VI.4 – Comparação de A_{IL}/D para 10 diferentes velocidades reduzida.

Na Figura VI.5, é apresentado os resultados da amplitude de resposta máxima devida ao VIV *in-line* obtidos pelo programa Shear7, resultados experimentais e de

acordo com as recomendações da DNV. No caso da DNV, o gráfico foi construído usando, no cálculo do parâmetro de estabilidade (k_s), o amortecimento de acordo com as recomendações da DNV, para o modelo reduzido, e o mesmo amortecimento encontrado para o modelo real do *jumper*.

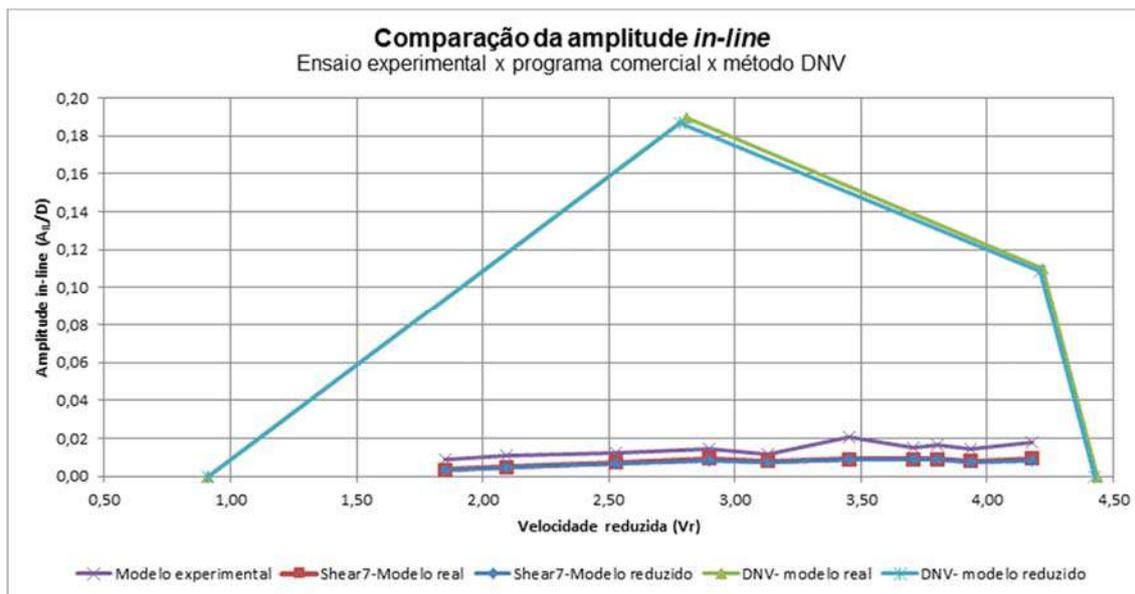


Figura VI.5 – Comparação de A_{IL}/D entre o Shear7, as recomendações práticas da DNV e o ensaiado.

Observa-se que de acordo com as recomendações práticas da DNV, os resultados são muito maiores em termo de amplitude adimensional do que nos ensaios e nos valores encontrados pelo programa Shear7. Um motivo pode ser devido ao fato da DNV ter realizado seus ensaios em um ambiente 2D e para dutos assentados no leito marinho, onde as condições de contorno diferem de um *jumper*.

[WANG, *et al.*, 2013] também concluíram em seu artigo, sobre a resposta de VIV de um *jumper* rígido submetido à corrente marinha uniforme, que devido à complexidade geométrica e a diferença da razão de aspecto entre *jumper*, vão livre e *risers*, os métodos usados para cálculo do dano devido às VIV não deve ser aplicada ao *jumper* devido à geometria complexa do *jumper*.

A fim de entender o comportamento do ensaio em termos de amortecimento, foi feito um estudo em que reduzindo o amortecimento estrutural do modelo ensaiado em 57% para entrada no programa Shear7 e, aumentando o amortecimento em 56% nos cálculos apresentados pelas recomendações práticas da DNV, aumentando assim seu parâmetro de estabilidade (K_s) por ser diretamente proporcional ao amortecimento, a amplitude adimensional para a velocidade

reduzida do caso 9 da Tabela VI.2 apresenta o mesmo resultado tanto para o programa Shear7, quanto para a DNVGL-RP-F105 e também para o valor ensaiado, conforme apresentado pela Figura VI.6.

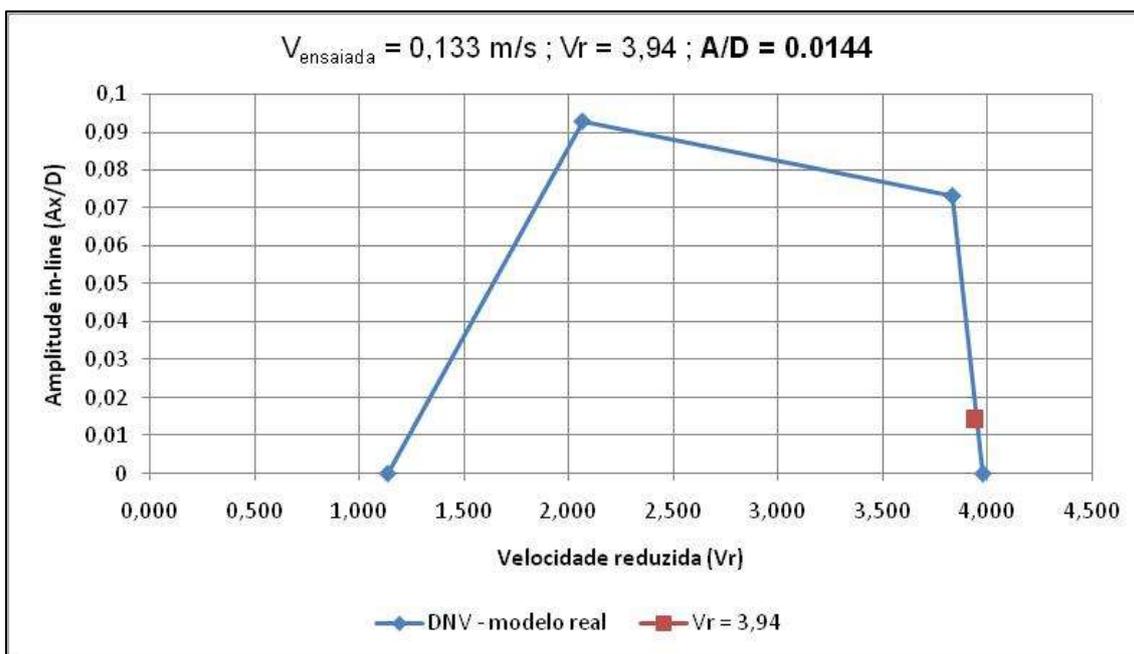


Figura VI.6 – Comparação de AIL/D para $V_r = 3,94$.

VI.2.1. Variação da massa adicionada

Com o objetivo de se conhecer a influência da massa adicionada no cálculo da amplitude para o VIV *in-line*, foi realizado um estudo alterando-se o coeficiente de inércia para se encontrar a nova frequência do *jumper* para o primeiro modo e assim foi executado o programa Shear7 considerando-se o novo coeficiente de massa adicionada (C_A).

De acordo com [DEAN & DALRYMPLE, 2000] existe uma força inercial causada pela aceleração do fluido que passa através de um cilindro, mesmo na ausência de fricção, e esta força é quantificada por um coeficiente de inércia (C_M), que pode variar de acordo com a direção do fluxo.

Este coeficiente de inércia (C_M) pode, na prática, ser representado como a soma da unidade e do coeficiente de massa adicionada (C_A).

$$C_M = 1 + C_A$$

O programa Shear7 não considera a variação da massa adicionada por ser necessário um processo iterativo adicional, uma vez que há uma variação dos

modos de vibrações e de suas respectivas frequências naturais. O cálculo de VIV, para vãos livres, na DNVGL-RP-F105 somente considera a variação da massa adicionada para vibração *cross-flow* (item 4.4 da DNVGL-RP-F105, 2017).

Para ser considerada a variação da massa adicionada, no programa Shear7, foram utilizados os modos e as frequências já alteradas devido à variação dessa massa. Para o cálculo, de acordo com as recomendações praticas da DNVGL-RP-F105, foi considerado o acréscimo de massa no cálculo da massa total da estrutura.

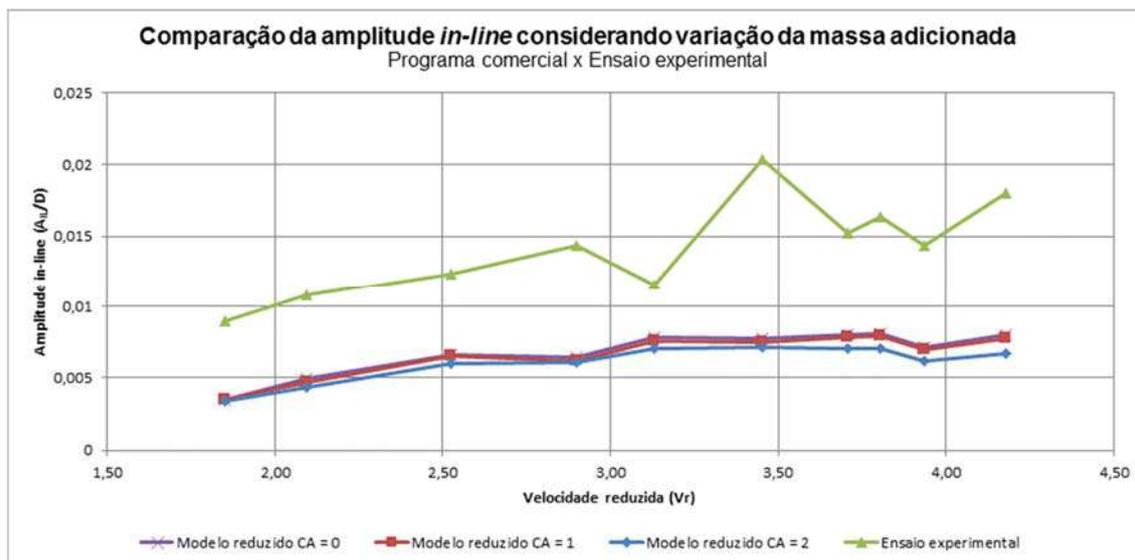


Figura VI.7 - Comparação da amplitude *in-line* entre o ensaio experimental e análise numérica realizada pelo programa Shear7.

Na Figura VI.7, verifica-se que mesmo considerando três condições de C_A diferentes, não se observou grandes variações na amplitude adimensional da estrutura.

O mesmo foi observado quando se variou a consideração da massa adicionada utilizando as fórmulas das recomendações práticas da [DNVGL-RP-F105, 2017] para o cálculo da amplitude *in-line* do *jumper*, como pode ser observado na Figura VI.8.

[VIKSTAD *et al.*, 1997] e [VISTEKAD *et al.*, 1998] realizaram ensaios experimentais relacionados a variação da massa adicionada em um cilindro rígido circular sujeito às vibrações induzidas por vórtices, onde se observa uma relevância na consideração de C_A para vibrações transversais da estrutura.

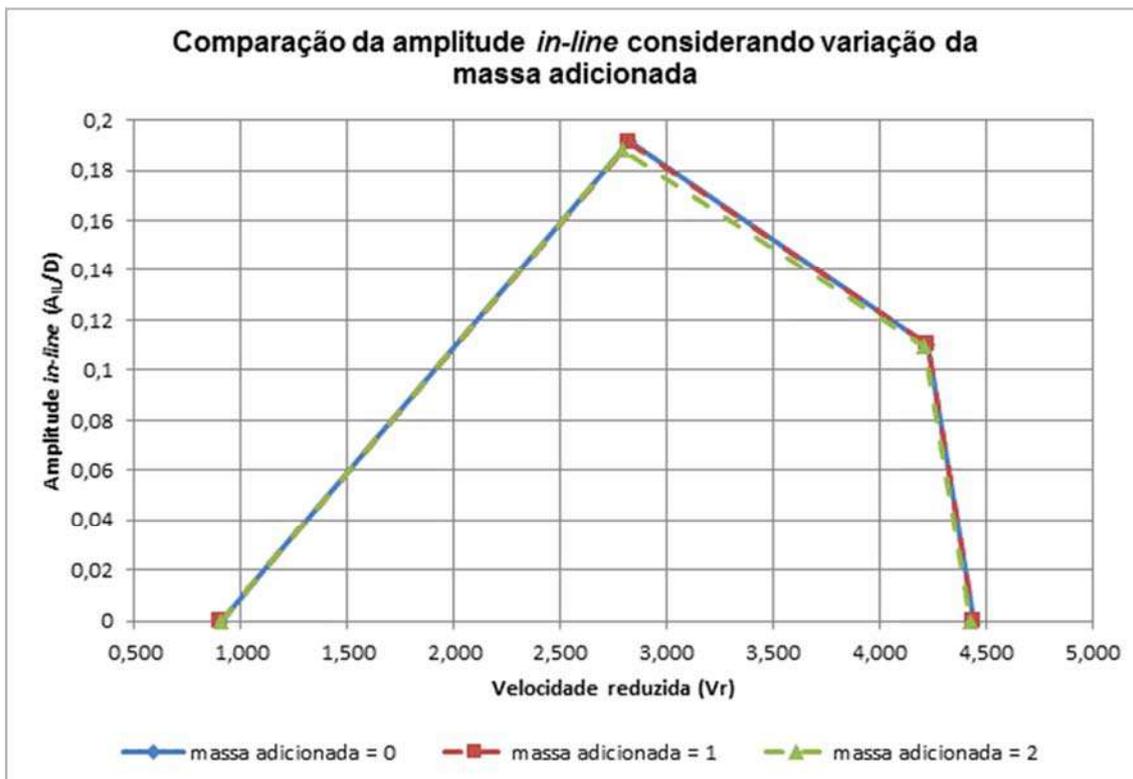


Figura VI.8 - Comparação da amplitude *in-line* entre ensaio experimental e análise numérica realizada pelas recomendações práticas da DNVGL-RP-F105 (2017).

VI.3. Resultados SHEAR7 - SCR

A fim de se avaliar o efeito da VIV *in-line* em estruturas mais esbeltas como um *Steel Catenary Riser* (SCR), foi utilizado como efeito comparativo o *riser* da P18 com dados retirados de [SANTOS, 2005] com 1319 m de comprimento suspenso em forma de catenária, que serve como modelo nessa análise preliminar.

O modelo do *riser* da P18 tem comprimento total de 2066,95 m, sendo que se adotou um comprimento de 2066,70 m para as análises. A Tabela VI.4 apresenta suas principais características.

Foi utilizada uma corrente extrema anual, uma corrente decenária e outra centenária da Bacia de Campos e essas correntes foram utilizadas em módulo tanto para a corrente no plano – *in-plane* apresentadas pelas Figura VI.9 e Figura VI.10, quanto fora do plano do *riser* – *out-of-plane* apresentadas pelas Figura VI.11 e Figura VI.12.

Tabela VI.4 – Principais Características do riser da P18.

Características do riser - P18	
Lâmina d'água	910 m
Ângulo de topo	20,5°
Diâmetro externo	0,2731 m
Diâmetro interno	0,2318 m
Densidade do fluido externo	1025 kg/m ³
Densidade do fluido interno (Gás)	1,979 kN/m ³
Viscosidade cinemática da água do mar	9,24 x 10 ⁻⁷ m ² /s
Módulo de elasticidade	2,07 x 10 ¹¹ N/m ²
Densidade do aço	77 kN/m ³
Amortecimento estrutural	0,003
Largura de banda	0,4 / 1,15
Número de Strouhal	0,18 / 0,33
Probabilidade da corrente anual	3,04 x 10 ⁻⁴
Probabilidade de corrente decenária	1,90 x 10 ⁻⁴
Probabilidade da corrente centenária	2,54 x 10 ⁻⁵
Curva de <i>lift</i> (C _L)	2 ou 7
SCF	1,17
Curva S-N utilizada	curva E

A curva de *lift* usada para esse estudo é a curva 2 (C_L 2), para o caso de corrente *out-of-plane*, onde é apresentada em um arquivo chamado “common.CL” oferecido pelo programa Shear7, uma família de 26 curvas. Já a curva chamada de curva 7 (C_L 7) é uma nova família de 4 curvas (Tabela IV.1) oferecida pelo programa na nova versão 4.9b em que é usada para o caso de corrente *in-line*.

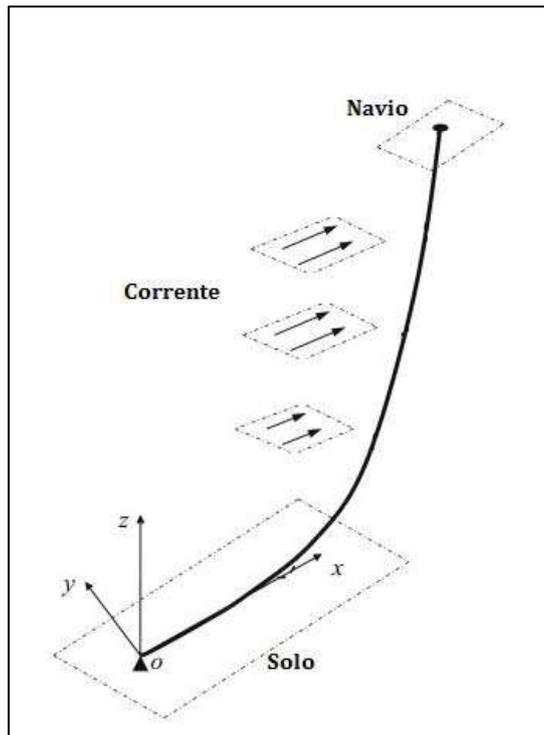


Figura VI.9 – Direção da corrente *in-plane*.

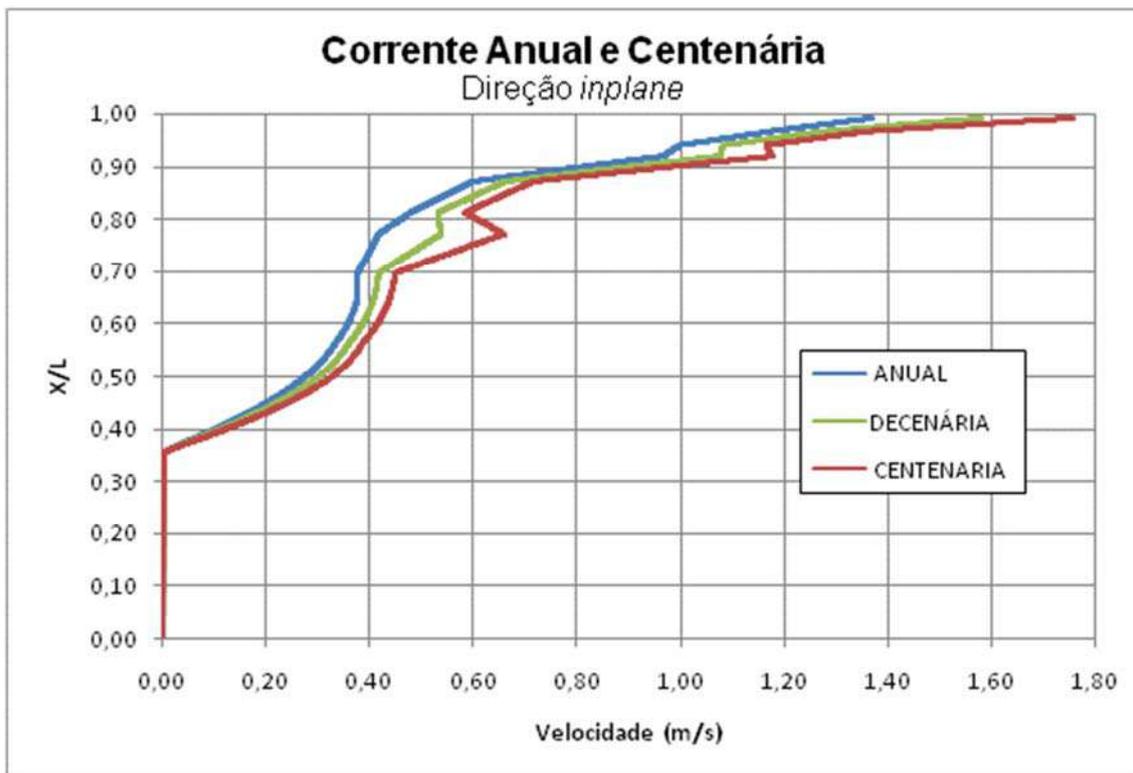


Figura VI.10 – Perfil de corrente no plano da catenária.

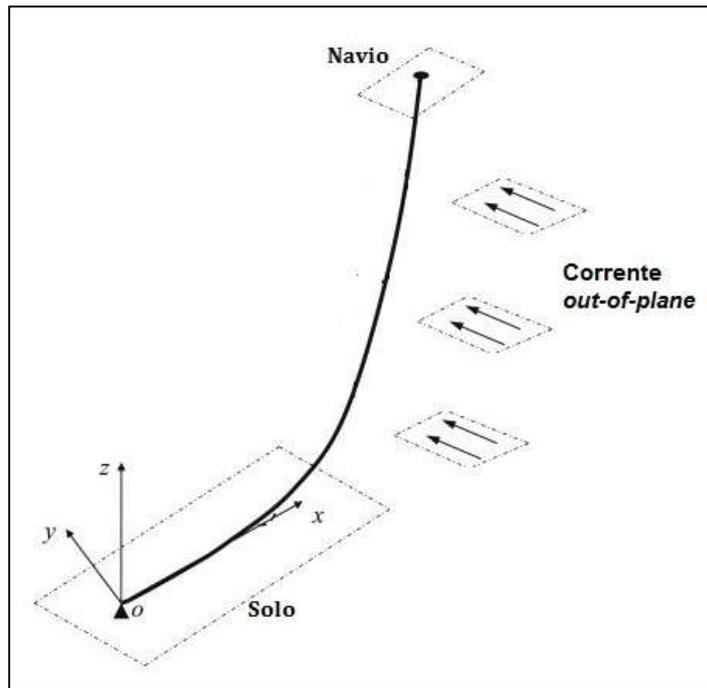


Figura VI.11 – Direção da corrente *out-of-plane*.

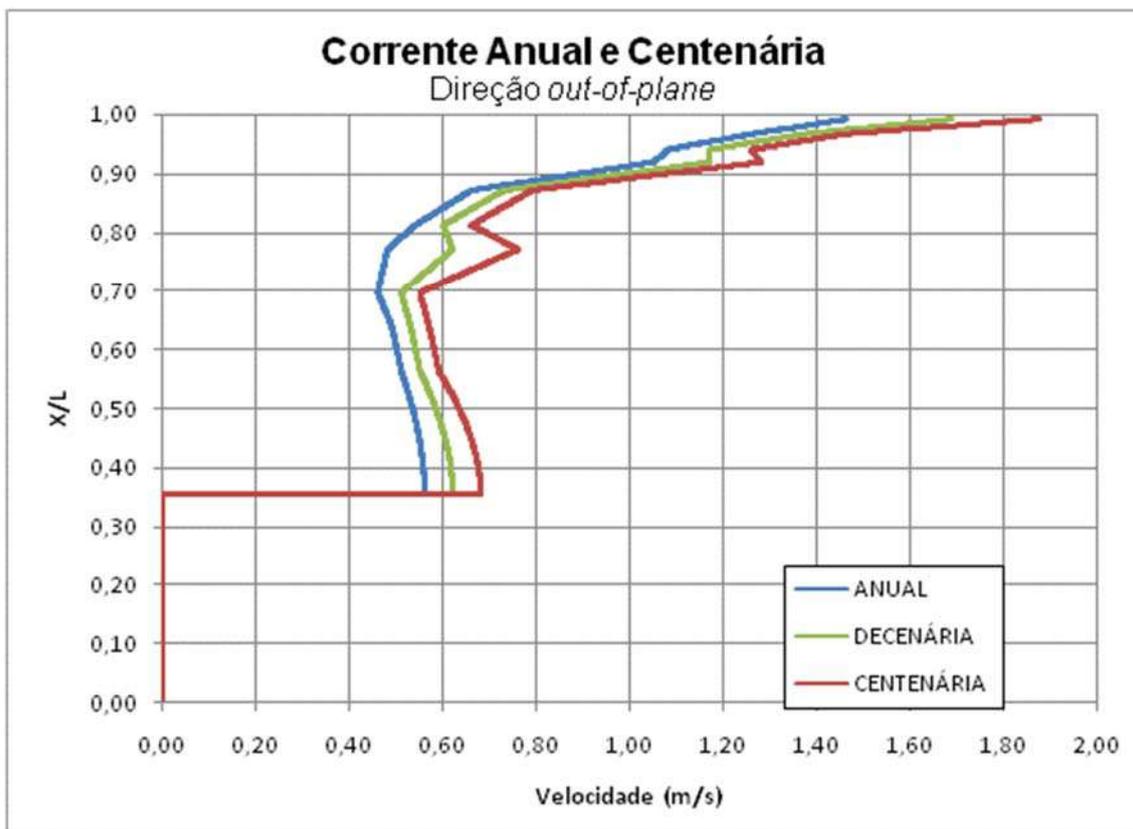


Figura VI.12 – Perfil de corrente fora do plano da catenária.

A Figura VI.13 apresenta o gráfico das frequências *in-plane* e *out-of-plane* ao que o *riser* da P18 está submetido quando feito a análise modal da estrutura. Observa-se que a frequência na direção do plano da estrutura é maior que a

frequência na direção fora do plano da estrutura e que a partir do 30º modo a frequência *in-plane* cresce muito mais que a *out-of-plane*.

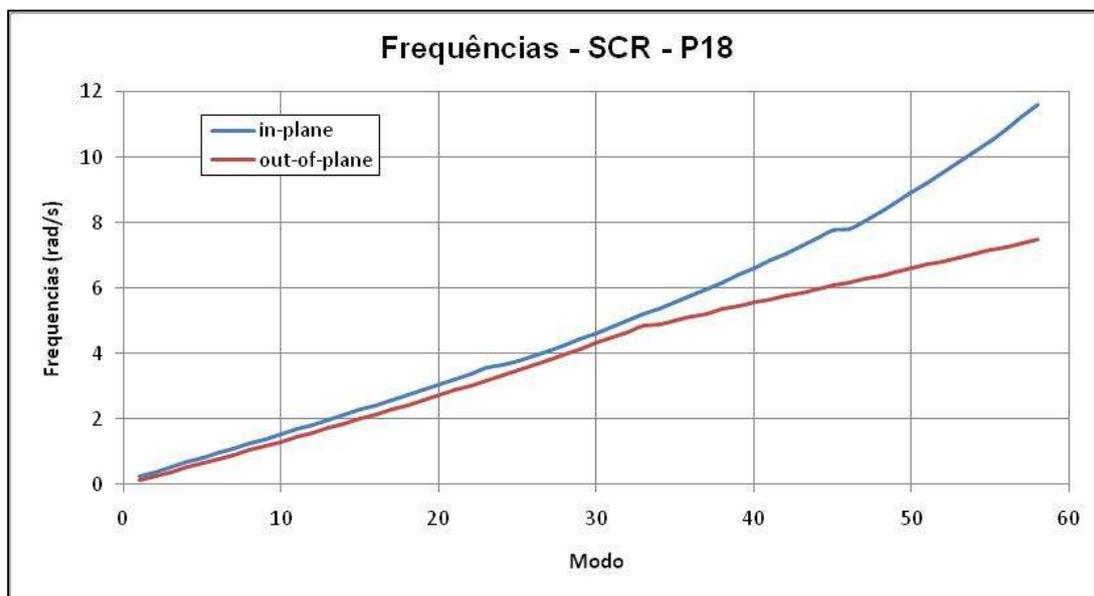


Figura VI.13 – Comparação entre a frequência *in-plane* e *out-of-plane*.

É sabido que para *SCRs* a corrente fora do plano da catenária danifica muito mais a estrutura devido às vibrações induzidas por vórtices do que as correntes no plano da estrutura, porém esta direção não pode ser desprezada uma vez que sua frequência de vibração é maior do que a frequência transversal, podendo gerar danos significativos no cálculo da fadiga devido à maior curvatura do modo excitado longitudinalmente.

Como já descrito no Capítulo IV, devido a estudos recentes proposto por Vandiver no manual do Shear7 [User Guide for Shear7 Version 4.9b] alguns parâmetros foram inseridos para o cálculo de VIV em estruturas submetidas a vibrações ocasionadas em seu plano. Essas modificações foram propostas para o *jumper* e estruturas em *free span* que estão sujeitos principalmente a corrente uniforme, porém para efeito acadêmico vamos aqui analisar a influência desses parâmetros e curvas apresentadas na Tabela IV.1 e Tabela IV.2 respectivamente em um *riser* com configuração de catenária.

As Figura VI.14, Figura VI.15 e Figura VI.16 apresentam comparações entre o dano devido à VIV *in-line* (IL) causada pela corrente anual, decenária e centenária respectivamente, aplicada tanto na direção *in-plane* (Figura VI.9) quanto na direção *out-of-plane* (Figura VI.11). Já as Figura VI.17, Figura VI.18 e Figura VI.19

apresentam a comparação entre o dano devido à VIV *cross-flow* (CF) causada pela corrente anual e centenária nas mesmas condições.

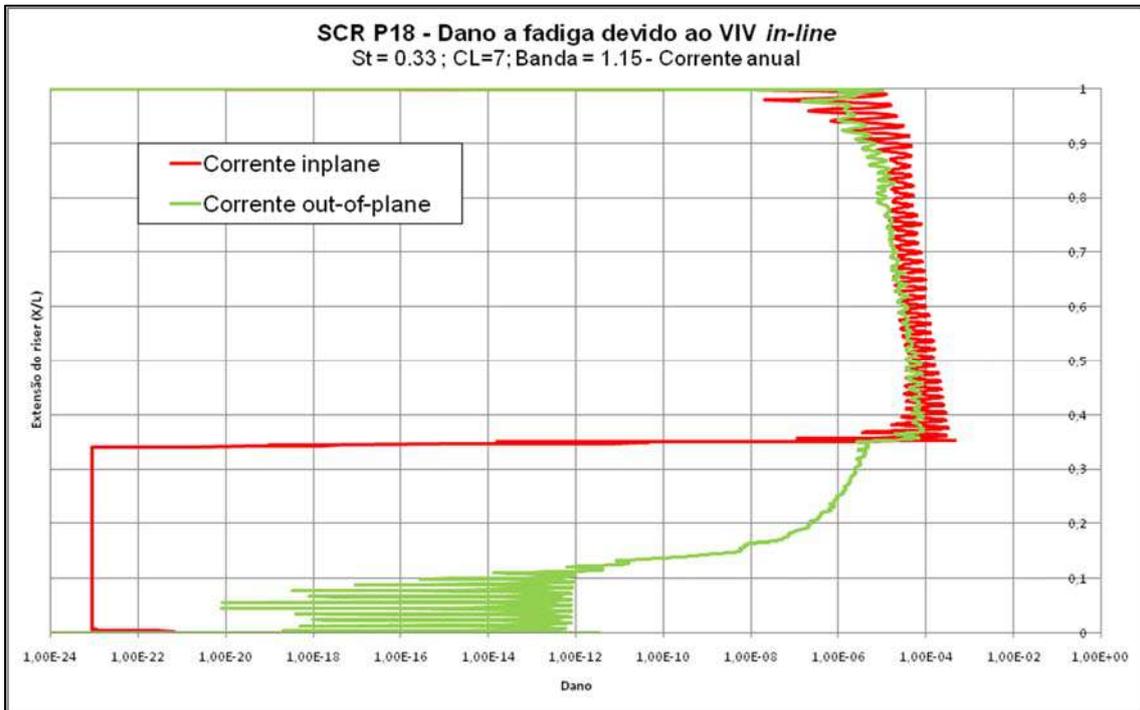


Figura VI.14 – Dano devido à VIV *in-line* corrente anual.

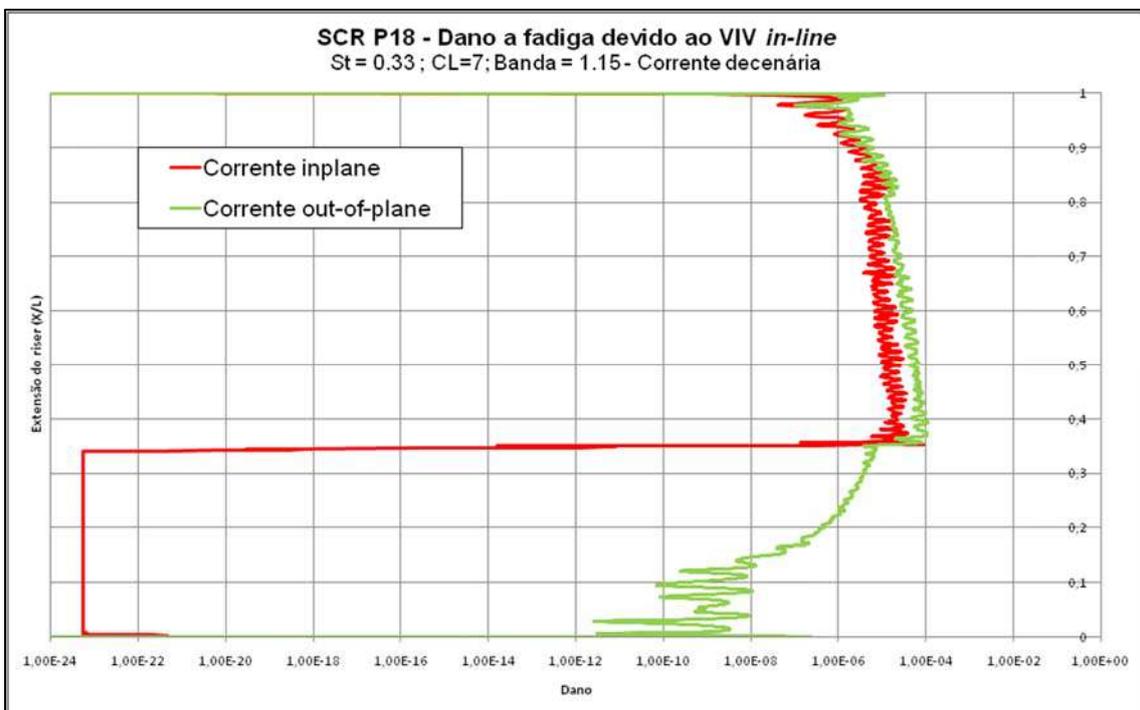


Figura VI.15 - Dano devido à VIV *in-line* corrente decenária.

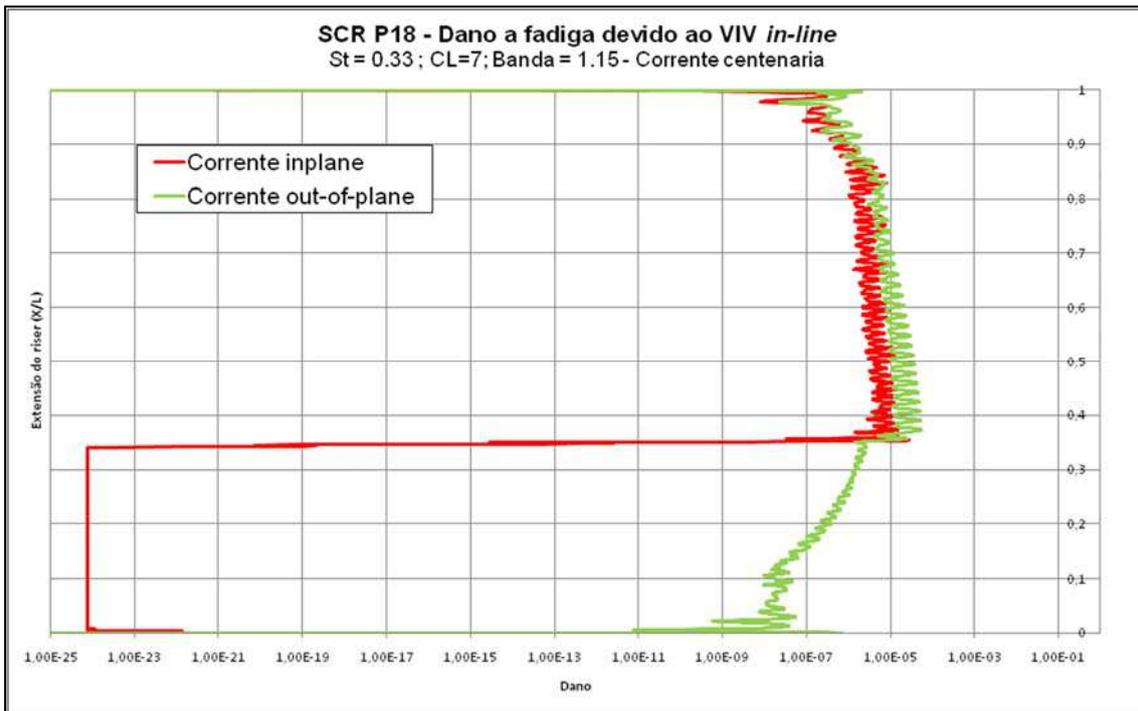


Figura VI.16 - Dano devido à VIV *in-line* corrente centenária.

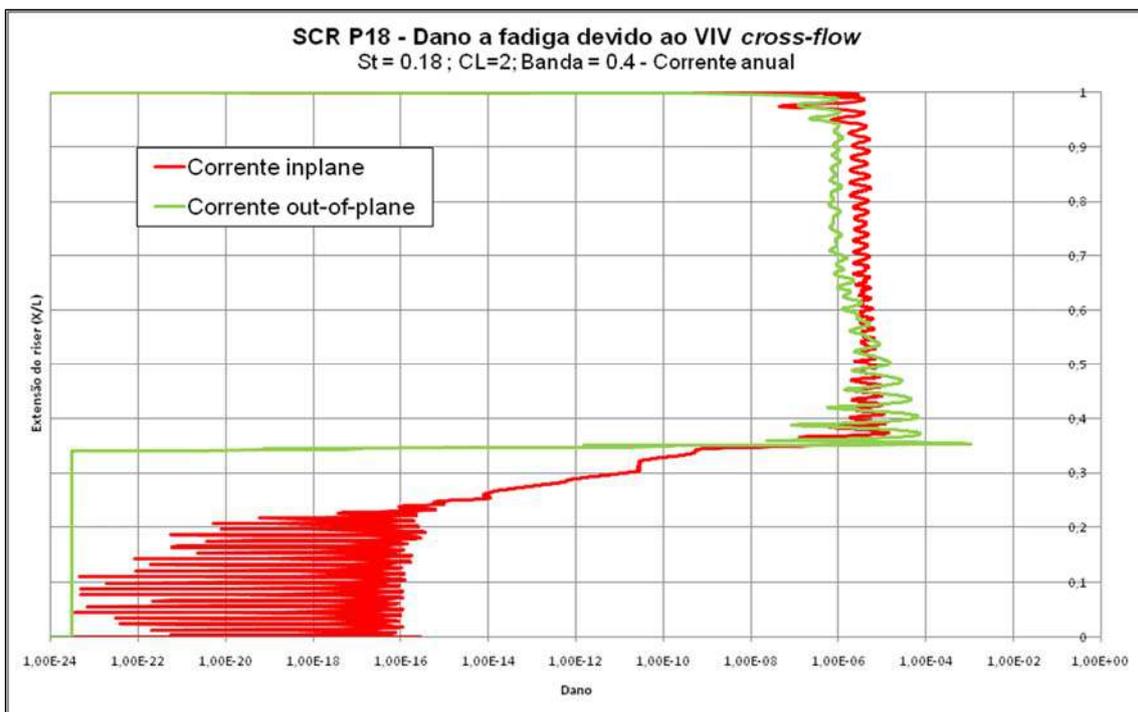


Figura VI.17 - Dano devido à VIV *cross-flow* corrente anual.

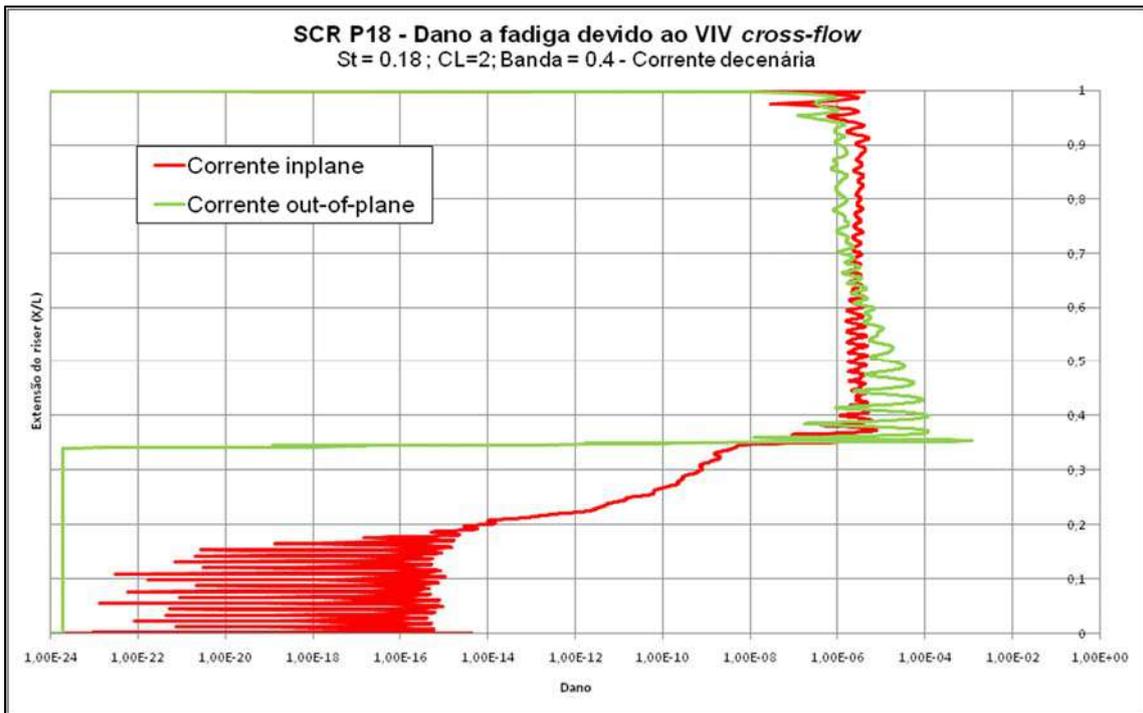


Figura VI.18 - Dano devido à VIV *cross-flow* corrente decenária.

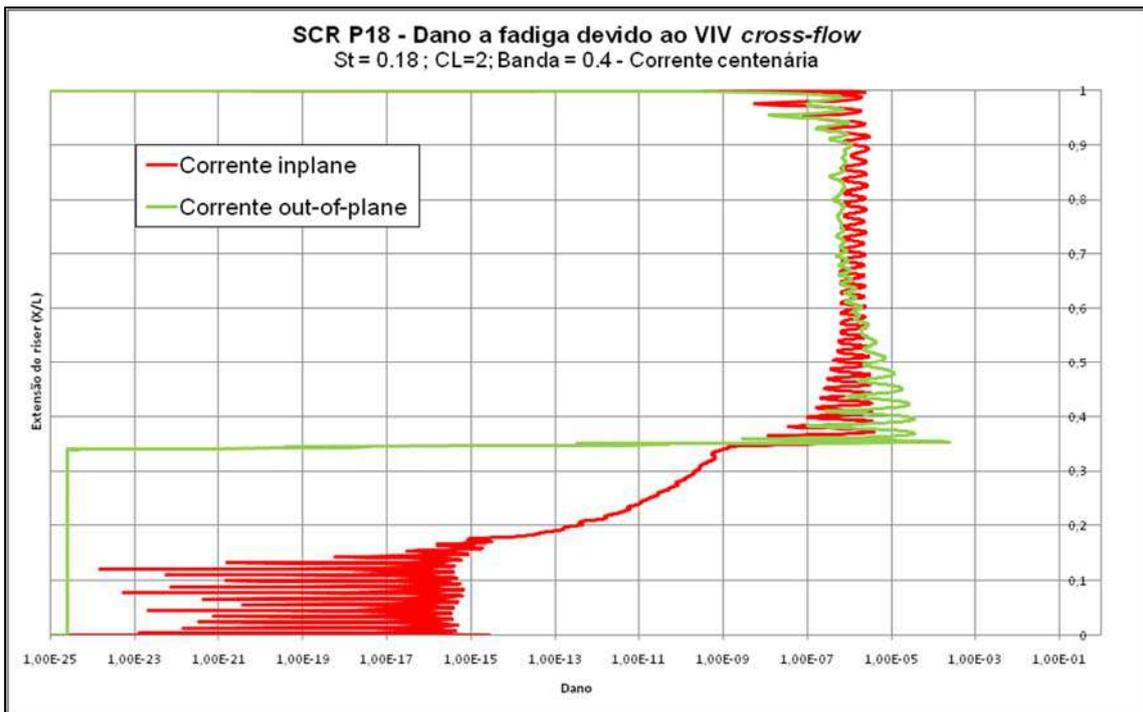


Figura VI.19 - Dano devido à VIV *cross-flow* corrente centenária.

Observa-se pelo gráfico da Figura VI.14 que para VIV *in-line*, o maior dano ocorreu na região do TDP para a corrente anual na direção do plano do *riser*, porém o maior dano para a corrente decenária e centenária ocorreu também na região do

TDP, mas na direção perpendicular ao plano do *riser*, conforme apresentado pelo gráfico das Figura VI.15 e Figura VI.16.

Já para a VIV *cross-flow*, o maior dano ocorreu na região do TDP, porém sempre com a corrente fora do plano do *riser* conforme apresentado pelas Figura VI.17, Figura VI.18 e Figura VI.19, muito provavelmente devido ao fato das amplitudes de resposta dinâmica serem predominantemente fora do plano da catenária. Esse fato também está de acordo com os estudos de [LE CUNFF *et al.*, 2004], onde os autores realizaram estudos numéricos para um SCR submetido a três direções de incidência de corrente, a saber: (1) na direção do plano na catenária; (2) na direção transversal ao plano da catenária; e (3) na direção a 45° com o plano da catenária.

Tabela VI.5 – Resultados corrente *out-of-plane*.

Corrente	Tipo de VIV	Corrente <i>out-of-plane</i>				
		St	Re	Dano	Modo mais excitado	A/D
ANUAL	VIV-IL	0,33	4,28E+05	8,95E-05	29	0,254
	VIV-IL	0,36		1,32E-04	31	0,274
	VIV-CF	0,18		1,07E-03	14	0,266
DECENÁRIO	VIV-IL	0,33	4,87E+05	1,08E-04	31	0,287
	VIV-IL	0,36		3,22E-04	33	0,373
	VIV-CF	0,18		1,15E-03	16	0,311
CENTENÁRIO	VIV-IL	0,33	5,36E+05	5,33E-05	33	0,390
	VIV-IL	0,36		1,05E-04	35	0,377
	VIV-CF	0,18		2,37E-04	18	0,347

Tabela VI.6 – Resultados corrente *in-plane*.

Corrente	Tipo de VIV	Corrente <i>in-plane</i>				
		St	Re	Dano	Modo mais excitado	A/D
ANUAL	VIV-IL	0,33	4,01E+05	4,59E-04	39	0,239
	VIV-IL	0,36		4,81E-04	40	0,240
	VIV-CF	0,18		1,36E-05	32	0,163
DECENÁRIO	VIV-IL	0,33	4,55E+05	8,77E-05	26	0,185
	VIV-IL	0,36		1,04E-04	28	0,190
	VIV-CF	0,18		7,45E-06	31	0,165
CENTENÁRIO	VIV-IL	0,33	5,01E+05	2,69E-05	30	0,219
	VIV-IL	0,36		9,97E-05	41	0,285
	VIV-CF	0,18		4,03E-06	33	0,198

A Tabela VI.5 e a Tabela VI.6 apresentam a resposta para os máximos danos ocorridos na estrutura devido às correntes anual, decenária e centenária. Apresenta também o número de Reynolds encontrado para cada tipo de VIV analisado e sua respectiva amplitude adimensional e o modo de vibração mais excitado.

Pode-se observar que as amplitudes de vibração transversal (corrente *out-of-plane*) são significativamente maiores que as amplitudes de vibração longitudinal (corrente *in-plane*) e ambas possuem modos de vibrações altos. Porém, mesmo utilizando-se o número de Strouhal mais alto, conforme recomendação do manual do Shear7 versão 4.9b e a curva de sustentação com novos parâmetros para consideração da vibração *in-line*, o dano causado à estrutura continua sendo maior para a direção transversal a direção do fluxo, quando submetida à corrente *out-of-plane*.

Este cenário muda quando se analisa a direção da corrente *in-plane*. Nessa condição, o maior dano ocorre para a VIV IL quando se utiliza os novos parâmetros apresentados pelas Tabela IV.1 e Tabela IV.2 e também quando se duplica o valor do número de Strouhal da condição *cross-flow* para condição *in-line*, onde o dano à estrutura fica maior considerando-se o dobro de Strouhal conforme sugerido por [Aronsen, *et al*, 2005] do que o valor de Strouhal sugerido pelo manual do Shear7 versão 4.9b.

Porém, fazendo um estudo sobre as curvas de *lift* sugeridas pelo programa Shear7, foi realizado um novo estudo, onde a curva de *lift* foi alterada para a direção da corrente *in-plane*. Nesse caso, a curva usada para a condição *cross-flow* foi a curva 1 (Tabela VI.7), apresentada no arquivo interno do programa Shear7 (common.CL), uma vez que essa curva é mais conservativa que a curva 2 que é uma família de 26 curvas, onde a curva usada seria uma interpolação entre elas. Já para condição *in-line*, foi usada apenas a primeira curva da Tabela IV.1, onde o objetivo é que seja usada apenas essa curva em particular e não uma interpolação entre as demais.

Tabela VI.7 – Curva de *lift* conservativa para corrente *cross-flow*.

Cltype 1 = Modelo de excitação cross-flow "conservativo"				
ndfreq(),	aCL0,	aCLmax,	CLmax,	CLa0,
1,00	1,00	0,30	0,70	0,30

Pode-se observar pela Tabela VI.8 que para o uso da curva de *lift* mais conservativa (C_{L1} / C_{L7}), o maior dano ocorre para a VIV *cross-flow* independentemente do tipo de corrente aplicada (anual, decenário ou centenário). Conclui-se, a partir disso, que esse parâmetro experimental é de extrema importância na hora de se definir qual curva será usada no cálculo da fadiga devida as vibrações induzidas por vórtices.

Tabela VI.8 - Resultados corrente *in-plane* com curva de *lift* 1 (C_{L1}) para VIV-CF e 7 para VIV-IL (C_{L7}).

Corrente <i>in-plane</i>				
Corrente	St	Tipo de VIV	Dano (C_{L1} / C_{L7})	Dano (C_{L2} / C_{L7})
Anual	0,33	VIV-IL	9,53E-05	4,59E-04
	0,18	VIV-CF	4,36E-04	1,36E-05
Decenário	0,33	VIV-IL	5,92E-06	8,77E-05
	0,18	VIV-CF	4,33E-04	7,45E-06
Centenário	0,33	VIV-IL	1,99E-06	2,69E-05
	0,18	VIV-CF	8,02E-05	4,03E-06

CAPÍTULO VII

CONCLUSÕES E CONSIDERAÇÕES FINAIS

Conforme descrito nesta tese, o entendimento do fenômeno do desprendimento de vórtices em *jumpers* submarinos é de grande importância para se obter uma melhor estimativa da vida útil deste tipo de estrutura, que embora esteja a uma profundidade elevada, a corrente uniforme que incide sobre ele pode gerar danos significativos no cálculo de fadiga.

Existe hoje um vasto material, de décadas de estudo, para vibrações induzidas por vórtices em estruturas esbeltas submetidas à corrente perpendicular ao plano dessas estruturas. Porém, muitas das vezes foram negligenciadas as vibrações que ocorrem no mesmo sentido do fluxo da corrente, principalmente pelo fato das amplitudes de resposta serem maiores para direção transversal.

Foi realizada, uma série de análises experimentais em um *jumper* com escala reduzida no tanque de corrente do LOC (Laboratório de Ondas e Correntes) a fim de se verificar a frequência natural, o modo de vibração, o arrasto e a amplitude adimensional, na direção do fluxo de corrente, para uma ampla gama de velocidades e a ocorrência da vibração induzida por vórtices na direção do fluxo de corrente, chamada de VIV *in-line*.

A estrutura do *jumper* submarino é diferente das estruturas de *risers* esbeltas, com vários estudos sobre o dano causado devido às vibrações induzidas por vórtices ocasionados pela passagem de correntes marinhas. Nos oceanos, as correntes são em geral irregulares, não uniformes e multidirecionais. Porém, a estrutura do *jumper* é submetida usualmente a uma corrente uniforme e devido ao perfil longitudinal do *jumper* possuir uma rigidez flexional maior que seu perfil transversal, a corrente aplicada perpendicularmente ao perfil longitudinal do *jumper* irá ocasionar uma vibração na direção dessa corrente (VIV_{IL}) maior que na sua direção transversal (VIV_{CF}).

Para confirmação desses resultados, foi feita também uma análise numérica pelo método dos elementos finitos usando o software Ansys, reproduzindo a mesma

geometria do *jumper* no ensaio experimental. Foi encontrada a mesma frequência natural da estrutura em ambas as análises, numérica e experimental e o primeiro modo foi o modo encontrado para a VIV *in-line*. Extrapolando os resultados para o modelo real adaptado de [BARROS, 2014], os resultados da frequência se assemelham bastante. Segundo essas comparações pode-se dizer que o ensaio foi bem-sucedido e as vibrações induzidas por vórtices na direção do fluxo da corrente (*in-line*) pôde ser observada para determinadas velocidades.

Os ensaios foram realizados em dois casos, um com velocidade experimental de 0,04 m/s a 0,44m/s e outro com velocidade de 0,06 m/s a 0,54 m/s os quais compreendem uma velocidade reduzida de $1,1 < V_r < 13,0$ para o primeiro caso e de $1,8 < V_r < 16,0$ para o segundo caso. Embora os casos tenham sido estudados para velocidades reduzidas muito acima dos valores compreendidos pelas recomendações práticas da DNV, optou-se por estudar esses valores para verificar o comportamento da estrutura. Observou-se um aumento crescente da amplitude adimensional à medida que a velocidade reduzida foi crescendo como se pôde observar nos gráficos das Figura V.31 e Figura V.42. Porém, para valores de velocidade reduzida maior que 4,5, a estrutura não foi analisada nesta tese. Estudos nessa faixa de V_r vem sendo realizado por [AMINI, 2015] e por [JAUVTIS, *et al.*, 2004].

Em ambos os ensaios na faixa de velocidade reduzida entre $1 < V_r < 4,5$ os resultados foram bem menores que os encontrados pela formulação das recomendações práticas da DNV [DNVGL-RP-F105, 2017]. Porém, os ensaios foram feitos em um ambiente com fluido em 3D, e os ensaios da DNV foram feitos em ambiente com fluido em 2D. Outro fator importante deve-se ao fato de que a [DNVGL-RP-F105, 2017] utiliza fórmulas para dutos em vãos livres, idealizadas para um número de Reynolds distinto do observado nas análises experimentais do *jumper*.

Para efeitos comparativos com programas comerciais existentes atualmente, foi realizado uma comparação entre os resultados experimentais com resultados obtidos pelo programa Shear7, e com as recomendações práticas da DNV. O programa comercial Shear7 apresentou na sua versão 9.2b uma nova família de curvas de sustentação (curvas de *lift*) para as vibrações induzidas por vórtices *in-line* e sugere o uso do número de Strouhal de 0,33 e uma largura de banda, maior que para a vibração transversal, no valor de 1,15. Essas alterações se fizeram

necessárias para que a faixa da velocidade reduzida, onde possa ocorrer o lock-in, fosse menor do que para a vibração transversal.

Os resultados experimentais apresentaram amplitudes adimensionais maiores em relação ao programa Shear7 e menores em relação à DNVGL-RP-F105. Uma das causas é devido ao amortecimento estudado. No programa Shear7 foi aplicado para o amortecimento estrutural o valor encontrado nas análises experimentais, porém o programa Shear7 calcula internamente o amortecimento hidrodinâmico em que se faz necessário para o uso de suas curvas semi-empíricas para o cálculo da amplitude. Devido a isso, um dos fatores é que de acordo com o gráfico da Figura VI.4, a análise experimental está menos amortecida que a análise numérica calculada pelo programa Shear7.

Já no caso da DVN RP F105, o parâmetro de estabilidade, que é função do amortecimento, foi calculado também pelo valor do amortecimento obtido experimentalmente, porém de acordo com o gráfico da Figura VI.5 o ensaio aparenta estar menos amortecido que o *jumper* calculado pelas recomendações práticas da DNV.

Para o entendimento da influência do amortecimento no resultado do modelo analisado, foi feito, para apenas uma velocidade reduzida ensaiada, uma aferição entre o resultado do ensaio, com o valor encontrado numericamente pelo programa Shear7 quanto pelo calculado pelas recomendações práticas da DNV. O resultado obtido foi que houve necessidade de reduzir o amortecimento em 57% para o caso do uso do programa Shear7, uma vez que ele se encontra mais amortecido que o ensaio experimental e, de aumentar o amortecimento em 56% para o caso do uso das recomendações práticas da DNV, uma vez que este se encontra menos amortecido do que no ensaio experimental, para que se obtivesse o mesmo resultado para a amplitude normalizada na estrutura ensaiada de 0,0144.

Embora o modelo do jumper analisado seja diferente do modelo desta tese, [DEKA *et al.*, 2013] também observaram, em seus ensaios numéricos, que há um conservadorismo maior nas fórmulas da [DNV-RP-F105, 2006] que no uso do programa comercial Shear7 para análises de VIV considerando vibrações *in-line*. E isto provavelmente deve-se ao fato de que o programa Shear7 considera internamente o amortecimento hidrodinâmico da estrutura e, também, permite a

entrada de um perfil de corrente diferenciado, onde o jumper é visto como uma barra vertical, mas a corrente só é inserida no perfil axial da barra.

Nos ensaios experimentais, destaca-se que para as VIVs *in-line* as amplitudes puderam ser bem visualizadas, devido à configuração do *jumper* permitir uma clara visualização do arrasto e das vibrações induzidas por vórtices na direção da corrente. Porém, pode ocorrer uma interação entre VIV *in-line* e VIV *cross-flow* em menor intensidade, que pode vir a influenciar ou não nos resultados finais.

A fim de avaliar essa proposta de fatores diferentes para VIV *in-line* apresentada no manual do Shear7 versão 4.9b, foi feito um estudo comparativo entre a vibração *in-line* e *cross-flow* em um *riser* rígido em catenária livre. Os dados utilizados foram do SCR da P18 e foram analisadas três correntes, uma anual, uma decenária e uma centenária da bacia de Campos.

Com base nas análises dos gráficos das Figura VI.17, Figura VI.18 e Figura VI.19 e no valor encontrado para o dano máximo no TDP apresentado na Tabela VI.5, confirmou-se que mesmo com os novos parâmetros de Strouhal, largura de banda, e família de curva de *lift* específica para VIV *in-line*, o dano causado à estrutura continua sendo maior para a direção *cross-flow* quando a estrutura é submetida a uma corrente transversal ao seu perfil longitudinal (*out-of-plane*) o que já foi concluído por diversos autores em estudos com corrente *cross-flow*, entre eles [WILLIAMSON, *et al.*, 2004] e [GOVARDHAN, *et al.*, 2000].

Entretanto, esse cenário muda quando a vibração da estrutura ocorre no mesmo sentido que a corrente. De acordo com a Figura VI.14, para uma corrente anual, o maior dano ocorre quando a vibração e a corrente ocorrem no plano do *riser*, porém para uma velocidade de corrente maior, a corrente centenária, o maior dano também é para VIV *in-line*, mas a corrente e a vibração estão ocorrendo perpendicular ao plano do *riser*.

Porém, a VIV *in-line* só causa um dano maior que a VIV *cross-flow*, no caso de uma estrutura esbelta, se os parâmetros forem adaptados para estudos de VIV *in-line*. Caso sejam utilizados as mesmas curvas de A/D e o mesmo valor de Strouhal e largura de banda que são usados para a VIV CL, o dano será sempre maior quando a vibração for perpendicular ao fluxo do fluido.

Isso serve também para demonstrar que o *jumper* submarino se comporta completamente diferente que uma estrutura esbelta como um SCR. Primeiro por possuir uma rigidez muito maior no sentido longitudinal da sua estrutura, impedindo assim uma vibração considerável nesse plano, e segundo por estar usualmente submetido a carregamento de corrente uniforme, que pode ocasionar uma região de *lock-in* para os primeiros modos de vibração levando assim a estrutura ao colapso.

Como comentário final, espera-se com este trabalho, ter criado condições para que em trabalhos futuros seja possível expandir os resultados desta pesquisa, considerando outros modelos em escala reduzida, mola com rigidez maior e menor, a fim de se estudar o comportamento da estrutura devido ao amortecimento.

Estudar o fenômeno observado nos ensaios de aumento da amplitude de vibração com o aumento da velocidade reduzida, uma vez que isto difere do comportamento normalmente observado em fenômenos de vibrações induzidas por vórtices. Ter uma melhor avaliação das curvas de *lift* apresentadas no manual do Shear7 versão 4.9b quando as vibrações ocorrerem na direção *in-line* , uma vez que o coeficiente de sustentação tem valores negativos que contribuem para a diminuição da resposta para grandes amplitudes adimensionais, ocorrendo normalmente para correntes quase uniformes, que é o caso do *jumper* submarino, e se esses parâmetros podem ou não ser estendidos para estruturas esbeltas como um SCR.

Sugere-se também que sejam feitos modelos reduzidos sem serem truncados, como foi feito nesta tese por motivos de limitação no tanque do LOC, ensaios em tanques com arrasto, onde a velocidade da corrente pode ser mais estável e assim se eliminaria a baixa frequência que foi encontrada nesta tese e dificultou a leitura dos dados dos ensaios, necessitando tratar o sinal para a eliminação dessas baixas frequências que não foram observadas durante os ensaios.

CAPÍTULO VIII

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AMINI, M. M. “*Experimental Investigation Of Pure In-Line Vortex Induced Vibration (VIVx)*”- M.Sc. Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2015.
- ANFLEX, Manual de Utilização, Petrobras, Centro de Pesquisas e Desenvolvimento Leopoldo A. Miguez de Mello, SUPEN, Rio de Janeiro, Brasil, 1996.
- API RP 2D, *Operation and Maintenance of Offshore Cranes*, 6th Edition. June, 2007.
- API *Recommended Practice 17A, Design and Operation of Subsea Production Systems - General Requirements and Recommendations, Fourth Edition*, 2011.
- AREF, H., GIESSEN, E., van der. A bibliography of vortex dynamics 1858 – 1956. In. Elsevier, 2007, p. 197 – 192 (Advances in applied Mechanics, 0065-2156) - <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0065215607410031>.
- ARONSEN, K. H., LARSEN, C. M., Mork, K. “*Hydrodynamic coefficients from in-line VIV experiments*”. OMAE2005 – 67393, Halkidiki, Greece, june 2005.
- ASM, Handbook volume 19 – Fatigue and Fracture, 1996.
- ÁSSI, G. R. S., “Estudo Experimental do Efeito de Interferência no escoamento ao Redor de Cilindros Alinhados”. M. Sc., Escola Politécnica Universidade de São Paulo, 2005.
- BAI, Y. “*Pipelines and Risers*”. 1 ed. Londres.Elsevier, 2001.498p. Vol. 3 Elsevier (Ocean Engineering Book Series).
- BAI, Y., BAI, Q., 2005. “*Subsea Pipelines and Risers*”.1 ed. Elsevier, 2005.
- BALENA, R. “Estudo Analítico-numérico das vibrações induzidas por vórtices em trecho vertical de riser rígido, sujeito à variação de tração e sua influência a fadiga”. Tese D. Sc. Engenharia Naval e Oceânica, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2010.

- BARROS, P. P. S., “Projeto de um Jumper Rígido Offshore”, M. Sc., Escola Politécnica da Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2014.
- BEARMAN, P. W., OBASAJU, E. D. “*An experimental study of pressure fluctuations on fixed and oscillating square-section cylinders*”. *Journal of Fluid Mechanics*, v. 119, p. 297-321, 1982.
- BLEVINS, R. D., “*Vortex Induced Vibration*”, Van Nostrand Reinhold Co., New York, USA, 1990.
- BLEVINS, R. D., *Flow-Induced Vibration*, 2ndEd ,Kreiger Publishing, Malabar, FL., 2001.
- BRIDGE, C., LAUER, K., CLUKEY, E., EVANS, T. “*Steel Catenary Riser Touchdown Point Vertical Interaction Models*”. In: *Offshore Technology Conference – OTC*. Houston, USA, 2004.
- CARNEIRO, F. L., “Análise Dimensional e a Teoria da Semelhança e dos Modelos Físicos”. 2^a Ed. Rio de Janeiro, UFRJ, 1996.
- CARRUTH, A. L., CERKOVNIK, M. E. “*Jumper VIV – New Issues for New Frontiers*”. ISOPE, Lisbon, Portugal. July, 2007.
- CHAKRABARTI, S. K., “*Offshore Structure Modeling*”. Singapore, World Scientific publishing Co. Pte. Ltd., 1994.
- DEAN, R. G., DALRYMPLE, R. A., *Water Wave Mechanics for Engineers and Scientists*. Advanced Series on Ocean Engineering – Vol. 2. World Scientific, Copyright 1991, Singapore, 2000.
- DNV site. <https://www.bsee.gov/sites/bsee.gov/files/osrr-oil-spill-response-research//504ab.pdf>. Acessado 24/07/2017.
- DNV RP F 204. *Riser Fatigue*. October, 2010.
- DNV-RP-F105. Recommended Practice DNV-RP-F105. *Free Spanning Pipelines*. Fevereiro, 2006.
- DNVGL-RP-F105. Recommended Practice DNVGL-RP-F105. *Free Spanning Pipelines*. Edition June, 2017.

DNV FatFree, SESAM, User Manual, December, 2011.

DNV-RP-C203 - *Recommended Practice. Fatigue Design of Offshore Steel Structures*, 2011.

DEKA, D., CERVKOVNIK, M., PANICKER, N., ACHANTA, V., “*Subsea jumpers vibration assessment*”, In: International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering – OMAE 11011, Nantes, France, 2013.

DYKE, M. V. “*An album of fluid motion*”. The parabolic Press, 1982.

FMC Technologies, www.fmctechnologies.com/subsea, acessado em 05/07/2016.

FRANCISS, R. “*Vibrações Induzidas por Vórtices em Membros Esbeltos de Estruturas Offshore Flutuantes*”. Tese D. Sc. Engenharia Civil, UFRJ, Rio de Janeiro, Brasil, 1999.

FRANCISS, R. “*Vortex Induced Vibration Monitoring System in the Steel Catenary Riser of P-18 Semi-Submersible Platform*”. In: International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering – OMAE. Rio de Janeiro, Brazil. 2001.

FUJARRA, A. L. C. “*Estudos Experimentais e Analíticos das Vibrações Induzidas pela Emissão de Vórtices em Cilindros Flexíveis e Rígidos*”. Tese D.Sc., Faculdade de Engenharia Naval e Oceânica, Universidade de São Paulo, SP, 2002.

FUJARRA, A. L. C. “*Estudo em modelo reduzido em tubos flexível e liso, submetido ao fenômeno de vibração induzida pela vorticidade “Vortex Induced Vibration”* “. Dissertação M.Sc., Faculdade de Engenharia Naval e Oceânica, Universidade de São Paulo, SP, 1997.

GERRARD, J. H. “*The mechanics of the formation region of vortices behind bluff bodies*”; *Journal of Fluid Mechanics*; 25 (2), 401-413, 1966.

GOVARDHAN, R., & WILLIAMSON, C. H. (2000). “*Modes of vortex formation and frequency response of a freely vibrating cylinder*”. *Journal of Fluid Mechanics*, 420, 85-130.

GOVARDHAN, R., WILLIAMSON, C. H. K., (2000). “*Response and Vortex Formation Modes of an Elastically-Mounted Cylinder at High and Low Mass-Damping*”.

IUTAM Conference on Bluff Body Wakes and Vortex-Induced Vibration (BBVIV-2), Marseille, France.

GRIFFIN, O. M., RAMBERG, S. E. “*Some Recent Studies of Vortex Shedding With application to Marine Tubulars and Risers*”. J. Energy Resour, 1982.

[<http://milenalacour.com/learn-about-subsea/>] acessada em 25/05/2014.

JAUVTIS, N., WILLIAMSON, H. K., “*The effect of two degrees of freedom on vortex-induced vibration at low mass and damping*”. Silley School of Mechanical and aerospace Engineering, Upson Hall Cornell University Ithaca, NY 14853, USA, January, 2004.

JUN, W., “*Subsea rigid jumper design and VIV fatigue evaluation*”, DMAR Engineering Inc., Houston, Texas, USA, 2013.

KING, R., PROSSER, M. J., JOHNS, D. J. “*On vortex excitation of model piles in water*”. Journal of Sound and Vibration, v. 29, p. 169 – 188, 1973.

KING, R. “*Vortex excited structural oscillations of a circular cylinder in flowing water*”. PhD. Thesis. Loughborough University of Technology, U.K., July 1974.

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

LARSEN, C. M., VISKESTAD, K., YTTERVIK, R. and PASSANO E., VIVANA – *Theory manual*. Trondheim: Marintek, 2000.

LARSEN, C. M., KOUSHAN, K., PASSANO, E. “*Frequency and Time Domain Analysis of Vortex Induced Vibrations for Free Span Pipelines*”. In: International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering – OMAE. Oslo, Norway, June 23-28. 2002.

LE CUNFF, C., Averbuch, D., & Biolley, F. (2004). Influence of current direction on VIV of a Steel Catenary Riser. International Conference on offshore Mechanics and Arctic Engineering, 1 A. pp. 23-30. Vancouver, Canada.

LEONARDO DA VINCI, <http://www.leonardoda-vinci.org/Study-Of-Water-large.html> acessado no dia 15/01/2016.

- LEMOS, C. A. D. “Análise de Fadiga em *Risers* Flexíveis”. D.Sc. Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2005.
- 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.
- MENEZHINI, J. R. “Projetos de pesquisa no tópico de geração e desprendimento de vórtices no escoamento ao redor de cilindros”; Resenha de livre docência apresentada à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2002.
- NAIR, R., CHAUVET, C., WHOOLEY A., “*Flow Induced Forces on Multi-Planar Rigid Jumper Systems*”, 30th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering (OMAE2011), Rotterdam, The Netherlands, June 19–24, 2011.
- POTTER, M. C., WIGGERT, D. C., 2004. “Mecânica dos Fluidos”, Thomson, 2004.
- RAYLEIGH, J. W. S., “The Theory of Sound”, Vol. I and II, Cambridge University Press, 1896.
- RIVA, I. R. “Análise de vibrações induzidas por desprendimento de vórtices no domínio da frequência considerando variação da massa adicionada”. M.Sc. em Engenharia Civil. UFRJ, Rio de Janeiro, 2008.
- SANTOS, C. M. P. M. “Análise de *risers* e de linhas de ancoragem”. Dissertação de M.Sc., Engenharia Civil, UFRJ, Rio de Janeiro, 1998.
- SANTOS, C. M. P. M. “Análise de estruturas esbeltas offshore sujeitas a vibrações induzidas por vórtices (VIV)”. Tese de D.Sc., Engenharia Civil, UFRJ, Rio de Janeiro, 2005.
- SARPKAYA, T. “*Fluid Forces on Oscillating Cylinders*”. Journal Waterway, Port, Coastal and Ocean Division, Vol. 104, p. 270-290, 1978.
- SARPKAYA, T., SHOAFF, R. L., “*Inviscid Model of Two-Dimensional Vortex Shedding by a Circular Cylinder*”, AIAA Journal, v.17, n. 11, pp. 1193-1200, 1979.
- SCHLICHTING, H. “Boundary Layer Theory, 7th. ed. McGraw-Hill, 1979.

- STANSBY, P. K. “*The locking-on of vortex shedding due to the cross stream vibration of circular cylinders in uniform and shear flows*”. *Journal of Fluid Mechanics*, v. 74, p. 641 – 665, 1976.
- SWITHENBANK, S. B., 2007. “*Dynamics of Long Flexible Cylinders at High-Mode Number in Uniform and Sheared Flows*”. Tese D. Sc., Massachusetts Institute of Technology, Carnegie Mellon University, Pittsburgh, Pennsylvania, USA, February 2007.
- TOKATY, G. A., “*A History and Philosophy of Fluid Mechanics*”. Dover Civil and Mechanical Engineering, 1994.
- THECROSSGROUP, <http://www.thecrossgroup.com/marine-division/MultiPurpose-Barges-1/Crossmar-14>, página acessada em 19/07/2015.
- TRYANTAFYLLOU, M. S. *VIVA extended user’s manual*. Cambridge: Massachusetts Institute of Technology, Department of Ocean Engineering, 2010.
- TSAHALIS, D. T. “*Vortex-induced vibrations of a flexible cylinder near a plane boundary exposed to steady and wave-induced currents*”. *Trans. ASME, J. Energy Resources Technology*, 106: 206 – 213. 1984.
- User Guide for SHEAR7 Version 4.9b. Acessado dia 01/09/2017
http://www.SHEAR7.com/documentation/Userguide_v4.9b.pdf
- VANDIVER, J. K. “*Dimensionless Parameters Important to the Prediction of Vortex Induced Vibration of Long, Flexible Cylinders in Ocean Currents*”. *Journal of Fluids and Structures*. p. 423-455. 1993.
- VANDIVER, J. K. “*User guide for SHEAR7*”. Cambridge: Massachusetts Institute of Technology, Department of Ocean Engineering, 1999.
- VANDIVER, J. K. “*Prediction lock-in on drilling risers in sheared flows*”. *Flow Induced Vibration 2000 Conference*, Lucerne, Switzerland, 2000.
- VANDIVER, J. K. “*User guide for SHEAR7– version 4.5*”. Cambridge: Massachusetts Institute of Technology, Department of Ocean Engineering, 2007.
- VANDIVER, J. K., LI, L., 2005. “*SHEAR7 V4.4 Program Theoretical Manual*”. Department of Ocean Engineering. Massachusetts Institute of Technology. March, 2005.

- VANDIVER, J. K., MARCOLLO, H. “*High Mode Number VIV Experiments*”. Proceedings of IUTAM Symposium on Integrated Modeling of Fully Coupled Fluid-Structure Interactions Using Analysis, Computations and Experiments. Dordrecht, 2003.
- VANDIVER, J. K., Li Li, “*SHEAR7 for Vortex Induced Vibration Response prediction of Beams or Cables with linearly Varying tension in non-uniform flow or uniform flow*”, SHEAR7 program Theoretical Manual – MIT 1994.
- VIV SOLUTIONS, www.vivsolutions.com/helicalstrakes.asp, acessada no dia 20/06/2012.
- VIKESTAD, K., LARSEN, C. M., VANDIVER, J. K., Experimental Study of Excited Circular Cylinder in Current. Proceedings of the 16th OMAE, Yokohama, Japan, 1997.
- VIKESTAD, K., “*Multi-Frequency Response of a Cylinder Subjected do Vortex Shedding and Support Motions*”, PhD Thesis - Norwegian Deepwater Program: Multi – Trondheim, 1998.
- VIKESTAD, K., LARSEN, C. M., VANDIVER, J. K., 1998. “*Added Mass and Oscillation Frequency for a Circular Cylinder Subjected to Vortex Induced Vibrations and External Disturbance*”. Proceedings of the 2nd Conference on Hydroelasticity in Marine Technology, Research Institute for Applied Mechanics(RIAM), Kyushu University, Fukuoka, Japan, 1998.
- VENUGOPAL, M. “*Damping and Response Prediaction of a Flexible Cylinder in a Current*”. MIT, Cambridge, Massachussetts, USA, 1996.
- USER GUIDE for SHEAR7 Version 4.9b. Distributed by AMONG Consulting.
- WANG, J., SAWANT, S. M., WANG, F. S., NGUYEN, T., JUKES, P., “*Analysis of jumpers subject to various loading conditions*”. ISOPE, Maui, Hawaii, USA, June 2011.
- WANG, H., HUANG, J., LEE, L., GIOIELLI, P., KAN, W., SPENCER, D., ISLAM, M., “*VIV Response of a Subsea Jumper in Uniform Current*”, proceedings of ASME 2013 32nd International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering (OMAE 2013), pp. V04BT04A043, Nantes, France.

- WHITE, F. M. "*Fluid Mechanics*". The McGraw Companies, 2001.
- WILLIAMSON, C. H., & GOVARDHAN, R. (2004). "*Vortex-induced vibrations*". Annual Review. Fluid Mechanics, 36.
- WIKIPEDIA, <https://en.wikipedia.org/wiki/Aeolus> acessado no dia 15/01/2015.
- WOM, Worldwide Oilfield Machine – [www.womusa.com/wom-product/jumpers/acessado no dia 12/01/2016](http://www.womusa.com/wom-product/jumpers/acessado%20no%20dia%2012/01/2016).
- WÖHLER, A. (1870) Über die Festigkeitsversuche mit Eisen und Stahl, Zeitschrift für Bauwesen vol. 20 pp73-106
- WU, J., LEKKALA, M. R., ONG, M.C, PASSANO, E., VOIE, P. E. "*prediction of combined il and cf viv response of deepwater risers*", OMAE 61766, June 2017, Trondheim, Norway.
- ZHENG, H., HUANG, J. Z., SLOCUM, S. T., SRIVASTAVA, V., Lee, S., & WANG, H. H. (2015). Numerical Analysis of Experimental Data of Subsea Jumper Vortex Induced Vibrations. Paper presented at the ASME 2015 34th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering(OMAE2015-41224), Newfoundland, Canada.