

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

CESAR MONZU FREIRE

**Um estudo experimental sobre Vibrações Induzidas por Vórtices com dois
graus de liberdade**

São Paulo

2009

CESAR MONZU FREIRE

Um estudo experimental sobre Vibrações Induzidas por Vórtices com dois graus de liberdade

Trabalho de formatura apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo para
obtenção do título de Graduação em Engenharia

Área de Concentração: Eng. Mecânica
de Energia e Fluidos

Orientador: Prof. Dr. Julio Romano
Meneghini

São Paulo

2009

AUTORIZO A REPRODUÇÃO E DIVULGAÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTE TRABALHO, POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO, PARA FINS DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE.

FICHA CATALOGRÁFICA

Freire, Cesar Monzu

Um estudo experimental sobre vibrações induzidas por vórtices com dois graus de liberdade / C.M. Freire. - São Paulo, 2009.

190 p. + anexos

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

**1. Mecânica dos Fluidos 2. Vórtice dos fluidos 3. Vibrações
4. Estruturas offshore I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II. t.**

Dedico este trabalho a minha mãe, Maria Teodora, mulher das línguas e das letras e a meu pai, Antonio Carlos, homem da ciência e dos números, ambos apaixonados pelo conhecimento, e que sempre me incentivaram.

AGRADECIMENTOS

Considero este agradecimento como meu primeiro agradecimento formal, por isso vou citar pessoas que talvez nem saibam o título de meu trabalho, mas sem as quais ele não teria sido escrito, ou pelo menos, não seria como é.

Não preciso dizer como minha família e meus amigos foram importantes durante minha graduação e meus estudos. Sem o apoio, o incentivo, ou ainda o desafio de alguns, provavelmente eu teria tomado outras decisões, teria seguido por outros caminhos. Não vou citar nomes aqui. Peço a cada familiar e amigo que considere meu agradecimento todos os dias.

Gostaria de agradecer a três mestres. Três homens que, a sua maneira, me incentivaram e me guiaram durante meus estudos. Citando-os em ordem cronológica, agradeço ao professor David Orlando Silva, ao professor Aguinaldo Prandini Ricieri e ao professor Julio Romano Meneghini.

Agradeço ao professor David, meu professor de Física do ensino médio, por haver me ensinado meus primeiros conceitos de Física e por haver me inscrito nas Olimpíadas Brasileira e Paulista de Física, algo que me incentivou muito a estudar e a reparar cada vez mais no mundo ao meu redor.

Agradeço ao professor Ricieri que me ensinou muito mais que matemática e técnicas de otimização. Com ele aprendi a valorizar cada vez mais minha escolha profissional. Mais do que engenheiro, sou um profissional das exatas, aquele treinado para observar o mundo, aprender com ele, e então buscar minhas respostas.

Por fim, agradeço ao professor Julio Meneghini, que em sua primeira aula despertou minha curiosidade pelos vórtices. Agradeço a tutoria ao longo de minha iniciação científica e trabalho de formatura.

Sou uma pessoa que acredita no conhecimento e na ciência. Apesar de não citar mais nomes, gostaria de agradecer a todos os professores que algum dia me dedicaram sua atenção. Lecionar é uma arte e nem todos os artistas são apreciados pelo público em geral. Ainda que suas pinceladas não sejam mais notadas, acredito que elas não se apaguem, tal como as folhas das árvores pintadas em um quadro. Cada folha em si tem seu formato e sua cor, poucas chamam a atenção para si, mas todas, juntas, compõe a cena observada.

“A consciência da mortalidade estimula o desejo de gerar valor.”

Martha Nussbaum

RESUMO

Este trabalho apresenta os resultados obtidos e a metodologia empregada pelo autor em seus estudos sobre o fenômeno de Vibração Induzida por Vórtices (VIV) com dois graus de liberdade. O fenômeno de VIV tem sido estudados ao longo das últimas décadas, pois afeta diversos campos de atuação humana. Tais estudos focam, principalmente, o fenômeno de VIV com apenas um grau de liberdade, transversal ao escoamento. Para a realização deste trabalho o autor desenvolveu uma base elástica pendular capaz de realizar ensaios com dois graus, permitindo que o cilindro se mova também na direção do escoamento, situação mais próxima ao caso real. Dentro do contexto nacional, pode-se citar a grande importância do estudo de VIV em estruturas *offshore*, tais como os *risers*, empregados no transporte do petróleo em plataformas oceânicas. O estudo apresentado teve uma abordagem experimental, na qual diversos sensores e técnicas de medição foram empregados, desde trenas laser e acelerômetros a técnicas de visualização de escoamento como o sistema *Particle Image Velocimetry* (PIV). O trabalho focou o estudo de VIV em cilindros lisos, sem rugosidade superficial ou qualquer outro aparato, tais como supressores de VIV. Dentre os aspectos estudados está a influência do parâmetro de massa adimensional no fenômeno.

Palavras-chave: *mecânica dos fluidos experimental, amortecimento estrutural, vibrações induzidas por vórtices, visualização do escoamento*

ABSTRACT

This work presents the results obtained and the methodology used by the author in his vortex-induced vibration (VIV) studies. The VIV phenomenon has been studied in the last decades because it affects a great range of technological fields. Those studies focus, mainly, the VIV phenomenon with just one degree of freedom, transversal to the flow. To develop this work, the author designed an elastic base with two degrees of freedom, allowing the circular cylinder to move also in the in-line with the flow direction, which is a more realistic simplification of the real case. The VIV phenomenon is important to the Brazilian engineering context mostly because of the offshore industry, in which tubes, named risers, are used to transport the oil from the bottom of the sea to the floating oil platforms. The present work has an experimental approach and employed several sensors and measurements techniques, from laser tapes and accelerometers to visualization techniques like the Particle Image Velocimetry (PIV). The work is concerned with the VIV study of a smooth circular cylinder without any kind of VIV suppressor. The author studies the influence of the mass parameter in the VIV phenomenon.

Keywords: *experimental fluid mechanics, structural damping , vortex-induced vibrations, flow visualization*

SUMÁRIO

Lista de Figuras	vii
Lista de Tabelas	xiv
Lista de Siglas	xv
Lista de Símbolos	xvi
1 Introdução	1
1.1 Motivação	1
1.2 Organização do trabalho	3
I Revisão Bibliográfica	5
2 Conceitos importantes para o relatório	6
2.1 Conceitos de Mecânica dos Fluidos	7
2.1.1 Camada limite	7
2.1.2 Vorticidade	8
2.1.3 Circulação	9
2.1.4 Vórtices no escoamento potencial	11
2.1.5 Massa adicional	12
2.2 Conceitos de Medição de Grandezas Mecânicas	15
2.2.1 Resolução	15
2.2.2 Incerteza	16

2.2.3	Sensibilidade	17
2.3	Conceitos de Vibrações e Análises de Sinais	18
2.3.1	Modelagem de um sistema massa-mola-amortecedor não forçado	18
2.3.2	Determinação da frequência dominante de um sinal	19
2.3.3	Filtros	22
2.3.4	Determinação do fator de amortecimento ζ	24
3	Introdução ao fenômeno de vibração induzida por vórtices.....	27
3.1	O fenômeno físico de desprendimento de vórtices	27
3.2	Análise da interação fluido-estrutura	28
3.3	Métodos de ensaio	30
3.3.1	Resultados para cilindros livres	32
4	Princípio de funcionamento dos sensores.....	36
4.1	Ponte de Wheatstone	36
4.2	Trena laser	38
4.3	Célula de carga	40
4.4	Acelerômetro	41
4.5	Anemômetro de filme quente	42
4.5.1	O sensor	42
4.5.2	Princípio físico e modelagem matemática	43
4.6	Sistema PIV	46
II	Desenvolvimento da base elástica e seleção da célula de carga	50
5	Desenvolvimento de uma base elástica pendular com dois graus de liberdade	51

5.1	Introdução	51
5.2	Modelagem Matemática das bases elásticas	51
5.2.1	Modelagem base elástica 4 fios	51
5.2.2	Modelagem da base elástica articulada	55
5.3	Projeto da Base Elástica	58
5.3.1	Escolha da base elástica	58
5.3.2	Considerações sobre o tubo a ser usado como pêndulo	59
5.3.3	Considerações sobre a junta esférica	60
5.3.4	Considerações sobre as molas	61
5.3.4.1	Vibração Transversal	62
5.3.4.2	Análise de erro	63
5.4	Projeto das peças da base elástica pendular	65
5.4.1	Peças Projetadas	65
5.4.2	Conjunto responsável pela articulação do tubo de titânio	66
5.4.3	Conjunto responsável pela união do tubo de titânio ao cilindro de acrílico .	67
5.4.4	Conjunto responsável por servir de alvo aos sensores ópticos	70
5.4.5	Conjunto responsável pela fixação das molas	71
5.4.6	Conjunto responsável pela variação da massa estrutural	72
5.4.7	Projeto e implementação da Junta-Cardan	74
5.5	Base elástica implementada	76
6	Busca e seleção da célula de carga	80
6.1	Considerações iniciais sobre a célula de carga	80
6.2	Desenvolvimento da planilha de seleção	81
6.3	Estudo dos intervalos de V_r mais utilizados na literatura	84
6.4	Conclusão sobre a seleção da célula de carga	84

III Desenvolvimento experimental	89
7 Ensaios Preliminares	90
7.1 Ensaios com a célula de carga	90
7.1.1 Calibração Estática	90
7.1.2 Modelo dinâmico com 1 grau de liberdade	93
7.1.3 Medição das forças de arrasto e sustentação	96
7.2 Ensaios com a trena laser	97
7.2.1 Calibração estática	97
7.2.2 Estudo de caso: influência de fios suspensos na base elástica	100
7.3 Ensaios com o acelerômetro	102
7.3.1 Calibração estática	102
7.3.2 Estudo da resposta do acelerômetro em ensaio de decaimento e oscilação forçada	103
7.3.3 Análise dos resultados	104
7.3.3.1 Estimando a aceleração por derivação numérica - sem filtragem do sinal	104
7.3.3.2 Estimando a aceleração por derivação numérica - com filtragem do sinal	105
7.4 Ensaios com o anemômetro de filme quente	109
7.4.1 Instalação do anemômetro	109
7.4.2 Medição da frequência de desprendimento de vórtices em cilindro fixo	112
8 Decaimentos em ar e validação do modelo matemático	116
8.1 Objetivos	116
8.2 Procedimento experimental	116
8.3 Resultados do ensaio de decaimento em ar	118
8.4 Validação do modelo matemático desenvolvido	118

8.4.1	Atualização do modelo	120
8.5	Determinando m_{eq}^*	123
9	Ensaio de VIV com um grau de liberdade.....	126
9.1	Objetivo do ensaio.....	126
9.2	Ensaio de VIV com um grau de liberdade na base elástica com mancais a ar ...	126
9.2.1	Procedimento experimental	126
9.2.2	Resultados	128
9.2.3	Comparação dos resultados obtidos com resultados da literatura	129
9.3	Ensaio realizado na base elástica pendular com 2 graus de liberdade	130
9.3.1	Emprego da base elástica em ensaio de VIV com um grau de liberdade ...	130
9.3.2	VIV com um grau de liberdade para cilindro liso ($m^* = 3, 2$)	131
9.3.3	Repetibilidade dos ensaios	133
9.3.4	Compilação dos resultados para VIV com um grau de liberdade	136
10	Ensaio de VIV com dois graus de liberdade	141
10.1	Objetivos do ensaio	141
10.2	Procedimento experimental	142
10.3	Ensaio realizado	144
10.4	Resultados Obtidos	144
10.4.1	Curvas $A/d \times V_r$	144
10.4.2	Trajétórias do cilindro	155
10.4.3	Comparação dos resultados de VIV com um e dois graus de liberdade	155
IV	Visualização do escoamento	166
11	Visualização com tinta fluorescente	167
11.1	Procedimento experimental	167

11.2	Visualização em cilindro fixo	167
11.3	Visualização em cilindro oscilando	169
12	Visualização com sistema PIV	171
12.1	Procedimento experimental	171
12.2	Visualização em cilindro fixo	171
12.3	Visualização em cilindro oscilando: VIV 2 graus de liberdade	174
V	Conclusões e apêndices	179
13	Custos do projeto	180
14	Conclusão	182
14.1	Desenvolvimento da base elástica	182
14.2	Ensaio Preliminares	183
14.3	Ensaio de decaimento em ar, validação do modelo matemático e determinação de m_{eq}	184
14.4	Sobre os resultados medidos e suas incertezas	185
14.5	Influência da massa no fenômeno de VIV	186
14.6	Visualização do escoamento	187
14.7	Perspectivas	187
	Referências	189
	Apêndice A - Desenhos de Fabricação	191
	Apêndice B - Manual de práticas experimentais	210
	Apêndice C - Artigo Técnico	235

LISTA DE FIGURAS

Figura - 1.1	Esquema de riser flexível, retirado de www.planeta.coppe.ufrj.br	2
Figura - 1.2	Evolução da lâmina d'água explorada na prospecção de petróleo, retirado de www2.petrobras.com.br	2
Figura - 2.1	Campo de velocidade na camada limite, adaptada de White (1999)	8
Figura - 2.2	Perfil de velocidade do escoamento $y = cx$	9
Figura - 2.3	Vorticidade das camadas limites ao redor de um cilindro	9
Figura - 2.4	Distribuição de vórtices numa esteira idealizada por von Kármán, adaptada de Meneghini (2002)	12
Figura - 2.5	Sistema massa-mola-amortecedor	18
Figura - 2.6	(a) $x_1(t)$ (b) $Ax_1(f)$ (c) $x_2(t)$ (d) $Ax_2(f)$	21
Figura - 2.7	(a) sinal original (b) transformada de Fourier do sinal original (c) transformada de Fourier filtrada (d) sinal filtrado (e) comparação entre sinal original e filtrado (f) detalhe da comparação entre sinal original e filtrado	25
Figura - 2.8	(a) sinal original (b) sinal filtrado e determinação dos pontos máximos (c) determinação da envoltória	26
Figura - 3.1	Mecanismo físico de desprendimento de vórtices, retirada de Gerrard (1966)	27
Figura - 3.2	Separação da camada limite (a) laminar (b) turbulenta. Retirada de White (1999)	29
Figura - 3.3	Variação de ϕ com a velocidade reduzida. Adaptado de Bearman (1984)	31
Figura - 3.4	(a) Curva $A/d \times V_r$ (b) gráfico f^* versus V_r , adaptado de Williamson e Govardhan (2004)	34
Figura - 3.5	Posição dos ramos inicial e superior nos tipos de esteira de vórtices, adaptado de Williamson e Govardhan (2004)	35
Figura - 3.6	Fenômeno de histerese em VIV, retirado de Govardhan e Williamson (2000)	35

Figura - 4.1	Ponte de Wheatstone, retirado de Wright (1995)	37
Figura - 4.2	(a) Sensor óptico ODSL8 (b) esquema de funcionamento	39
Figura - 4.3	Esquema detalhado de triangulação normal, retirado de Stefani (1995) ..	39
Figura - 4.4	Célula de carga (a) mono-direcional tipo S (b) de seis eixos, retiradas de www.ati-ia.com	41
Figura - 4.5	Diagrama conceitual de funcionamento de um sensor piezoelétrico de (a) compressão (b) cisalhamento , retirados de Considine (1993)	42
Figura - 4.6	Esquema simplificado de acelerômetro do tipo piezoresistivo , retirado de Considine (1993)	43
Figura - 4.7	Sonda de anemômetro de fio quente, retirada de Eguti (2005)	44
Figura - 4.8	Cadeia de medição do anemômetro tipo CTA, retirada de Eguti (2005) ..	44
Figura - 4.9	Transferência de calor em um elemento infinitesimal de um filamento aque- cido	45
Figura - 4.10	Concentração de partículas nos sistemas (a) PTV (b) PIV (c) LSV	47
Figura - 4.11	Etapas do processamento de imagens do sistema PIV (a) foto do escoamento (b) campo de velocidade antes da eliminação dos vetores espúrios (c) campo de velocidades após filtro (c) campo de vorticidade	49
Figura - 5.1	Base elástica 4 fios	52
Figura - 5.2	Base elástica desenvolvida por Gustavo Ássi e instalada no Imperial College	52
Figura - 5.3	Esquema simplificado da base elástica articulada	53
Figura - 5.4	Junta esférica utilizada na base elástica pendular	61
Figura - 5.5	Análise de erro das molas (a) situação não deslocada (b) situação com um deslocamento genérico	63
Figura - 5.6	Análise de erro das molas. Representação equivalente das forças	64
Figura - 5.7	Erro da aproximação em função do comprimento das molas	65
Figura - 5.8	Conector teto-junta	66
Figura - 5.9	Conector junta-tubo	67
Figura - 5.10	Conjunto responsável pela articulação do tubo de titânio	67
Figura - 5.11	Projeto inicial da cabeça (a) vista lateral (b) vista isométrica	68

Figura - 5.12	Conector-guia	69
Figura - 5.13	Cabeça do cilindro de diâmetro 50mm	69
Figura - 5.14	Anel para fixação do conector-guia	70
Figura - 5.15	(a) Montagem conector-guia e cabeça do cilindro (b) vista em corte da montagem	70
Figura - 5.16	Conjunto alvo para sensor óptico	71
Figura - 5.17	Conector-molas	72
Figura - 5.18	Conector-molas-fixo	72
Figura - 5.19	Primeira solução para variar a massa da base (a) vista em perspectiva (b) vista superior	77
Figura - 5.20	Conector-molas-fixo	77
Figura - 5.21	Cilindro de ensaio com 50mm de diâmetro interno e seu adaptador para encaixe dos cilindros de chumbo	78
Figura - 5.22	Vedação reforçada do cilindro com 32mm de diâmetro externo	78
Figura - 5.23	(a) Junta Cardan projetada (b) Conjunto responsável pela articulação do tubo de titânio	78
Figura - 5.24	Base elástica pendular de dois graus de liberdade	79
Figura - 5.25	Resultado de um ensaio de decaimento da base elástica pendular	79
Figura - 6.1	C_D versus V_r (FRANZINI et al., 2009)	83
Figura - 6.2	C_L versus V_r (FRANZINI et al., 2009)	84
Figura - 6.3	Planilha desenvolvida para seleção da célula de carga	85
Figura - 6.4	Conjunto da célula de carga	88
Figura - 7.1	Monitor dos resultados medidos com a célula de carga e a trena laser	90
Figura - 7.2	Montagem experimental para calibração da célula de carga	91
Figura - 7.3	Resultado da calibração da célula de carga	91
Figura - 7.4	Montagem experimental para ensaio dinâmico da célula de carga (a) esquema geral (b) detalhe do encaixe da mola	93
Figura - 7.5	Corpo de provas usado para estudo do efeito das tridimensionalidades no escoamento	96
Figura - 7.6	Montagem experimental para medição de (a) arrasto (condição $L/d = 2$) (b)	

	sustentação (condição $L/d = 1,5$)	97
Figura - 7.7	Sensor óptico ODSL8	97
Figura - 7.8	Curva de calibração do sensor ODSL8	98
Figura - 7.9	Detalhes da montagem experimental utilizada no levantamento da curva de calibração do sensor óptico	99
Figura - 7.10	Resposta do sensor óptico dentro de sua zona morta	99
Figura - 7.11	Resposta do sensor óptico na sua região linear	100
Figura - 7.12	Determinação da sensibilidade do sensor óptico	101
Figura - 7.13	Montagem experimental para análise da influência de um fio preso à base. Montagem (a) caso com fio (b) sem fio	101
Figura - 7.14	Montagem experimental para calibração do acelerômetro	103
Figura - 7.15	Montagem do acelerômetro na base elástica	104
Figura - 7.16	Comparação entre aceleração obtida numericamente e pelo acelerômetro	105
Figura - 7.17	Comparação entre sinal obtido numericamente e analiticamente -exemplo 1	106
Figura - 7.18	Comparação entre sinal obtido numericamente e analiticamente - exemplo 2	107
Figura - 7.19	Comparação dos sinais medido e estimado da aceleração (a) ensaio de oscilação forçada (b) decaimento em ar com molas (c) decaimento em ar sem molas	108
Figura - 7.20	Desvio do acelerômetro em função da frequência de oscilação	109
Figura - 7.21	(a) Sistema de aquisição do anemômetro de filme quente (b) detalhe da placa de aquisição	110
Figura - 7.22	(a) Sonda e haste do anemômetro (b) suporte da haste	111
Figura - 7.23	Posições ensaiadas do anemômetro	112
Figura - 7.24	Posição da sonda (a) $y = 0d ; x = 1d$ (b) $y = 0d ; x = 8d$ (c) $y = 1d ; x = 1d$	113
Figura - 7.25	Espectro de potência para sinais obtidos pela sonda do anemômetro de filme quente para as posições (a) A (b) D	113
Figura - 7.26	Curva St versus Re para 4 posições da sonda e comparação com dados experimentais obtidos por Norberg (2003)	115

Figura - 8.1	Montagem experimental realização de ensaio de decaimento em ar para cilindro de (a) 32mm (b) 50mm	117
Figura - 8.2	Montagem para ensaio de decaimento em ar	118
Figura - 8.3	Erro de estimação do modelo em função da constante elástica k	123
Figura - 9.1	Base elástica com um grau de liberdade	127
Figura - 9.2	Montagem para ensaio de decaimento em ar	127
Figura - 9.3	Resultado de ensaio de decaimento em ar para base de um grau de liberdade	128
Figura - 9.4	Resultado de ensaio de decaimento em água para base elástica com um grau de liberdade	129
Figura - 9.5	Resultado de VIV com um grau de liberdade para V_r crescente	130
Figura - 9.6	Resultado de VIV com um grau de liberdade para V_r decrescente	131
Figura - 9.7	Resultado de VIV com um grau de liberdade	132
Figura - 9.8	Resultado de VIV com um grau de liberdade, adaptado de Williamson e Govardhan (2004)	133
Figura - 9.9	Resultado de VIV com um grau de liberdade	134
Figura - 9.10	Representação geométrica da limitação do segundo grau de liberdade para ensaios de VIV	134
Figura - 9.11	Representação geométrica da limitação do segundo grau de liberdade para ensaios de VIV	135
Figura - 9.12	Resultado para ensaio de VIV com um grau de liberdade	136
Figura - 9.13	Resultado para ensaio de VIV com um grau de liberdade, representação com linhas	137
Figura - 9.14	Análise de repetibilidade dos ensaios de VIV	138
Figura - 9.15	Análise de repetibilidade dos ensaios de VIV com correção de V_r	139
Figura - 9.16	Compilação dos resultados para os ensaios de VIV com um grau de liberdade	139
Figura - 9.17	Comparação dos resultados obtidos pelo aluno e por Williamson e Govardhan (2004)	140
Figura - 9.18	Comparação dos resultados obtidos pelo aluno e por Williamson e	

Govardhan (2004) com correção de amplitudes	140
Figura - 10.1 Resultado de VIV com dois graus de liberdade. Retirado de Jauvtis e Williamson (2003)	142
Figura - 10.2 Montagem experimental para cilindros de diâmetro externo igual a (a) 32mm (b) 50mm	143
Figura - 10.3 Curva $A/d \times V_r$ para VIV com dois graus de liberdade com $m^* = 8,5$ (a) dados experimentais (b) representação com linhas	146
Figura - 10.4 Curva $A/d \times V_r$ para VIV com dois graus de liberdade com $m^* = 7,4$ (a) dados experimentais (b) representação com linhas	147
Figura - 10.5 Curva $A/d \times V_r$ para VIV com dois graus de liberdade com $m^* = 6,4$ (a) dados experimentais (b) representação com linhas	148
Figura - 10.6 Curva $A/d \times V_r$ para VIV com dois graus de liberdade com $m^* = 5,3$ (a) dados experimentais (b) representação com linhas	149
Figura - 10.7 Curva $A/d \times V_r$ para VIV com dois graus de liberdade com $m^* = 4,3$ (a) dados experimentais (b) representação com linhas	150
Figura - 10.8 Compilação de resultados para VIV com dois graus de liberdade e $m^* > 4,3$	151
Figura - 10.9 Curva $A/d \times V_r$ para VIV com dois graus de liberdade com $m^* = 3,2$ (a) dados experimentais (b) representação com linhas	152
Figura - 10.10 Curva $A/d \times V_r$ para VIV com dois graus de liberdade com $m^* = 2,7$ (a) dados experimentais (b) representação com linhas	153
Figura - 10.11 Compilação de resultados para VIV com dois graus de liberdade	154
Figura - 10.12 Movimento do cilindro para VIV com dois graus de liberdade para $m^* = 8,5$ (a) $V_r = 3,9$ (b) $V_r = 5,3$ (c) $V_r = 6,8$ (d) $V_r = 8,6$ (e) $V_r = 11,7$ (f) $V_r = 19,3$	156
Figura - 10.13 Movimento do cilindro para VIV com dois graus de liberdade para $m^* = 7,5$ (a) $V_r = 4,0$ (b) $V_r = 5,4$ (c) $V_r = 6,7$ (d) $V_r = 8,7$ (e) $V_r = 11,8$ (f) $V_r = 19,5$	157
Figura - 10.14 Movimento do cilindro para VIV com dois graus de liberdade para $m^* = 6,4$ (a) $V_r = 3,9$ (b) $V_r = 5,2$ (c) $V_r = 6,7$ (d) $V_r = 8,7$ (e) $V_r = 11,6$ (f) $V_r = 19,3$	158
Figura - 10.15 Movimento do cilindro para VIV com dois graus de liberdade para $m^* = 5,4$	

(a) $V_r = 3,9$ (b) $V_r = 5,2$ (c) $V_r = 6,7$ (d) $V_r = 8,5$ (e) $V_r = 11,3$ (f) $V_r = 18,5$	159
Figura - 10.16 Movimento do cilindro para VIV com dois graus de liberdade para $m^* = 4,3$	
(a) $V_r = 3,7$ (b) $V_r = 4,9$ (c) $V_r = 6,4$ (d) $V_r = 8,4$ (e) $V_r = 10,8$ (f) $V_r = 18,4$	160
Figura - 10.17 Movimento do cilindro para VIV com dois graus de liberdade para $m^* = 3,2$	
(a) $V_r = 3,7$ (b) $V_r = 5,0$ (c) $V_r = 6,3$ (d) $V_r = 8,2$ (e) $V_r = 10,9$ (f) $V_r = 17,9$	161
Figura - 10.18 Movimento do cilindro para VIV com dois graus de liberdade para $m^* = 2,7$	
(a) $V_r = 3,3$ (b) $V_r = 4,4$ (c) $V_r = 5,6$ (d) $V_r = 7,3$ (e) $V_r = 9,7$ (f) $V_r = 16,0$	162
Figura - 10.19 Comparação entre VIV com um e dois graus de liberdade para $m^* = 4,3$	163
Figura - 10.20 Comparação entre VIV com um e dois graus de liberdade para $m^* = 3,2$	164
Figura - 10.21 Comparação entre VIV com um e dois graus de liberdade para $m^* = 2,7$	165
Figura - 11.1 Sistema de injeção de tinta	167
Figura - 11.2 Resultados para visualização com tinta fluorescente para $Re = 540$	168
Figura - 11.3 Resultados para visualização com tinta fluorescente para $Re = 1600$	169
Figura - 11.4 Câmeras usadas para visualização do escoamento	170
Figura - 11.5 Ajuste da vazão de tinta e posicionamento do bico injetor para visualização com tinta fluorescente	170
Figura - 12.1 Resultados para visualização com sistema PIV para $Re = 540$	172
Figura - 12.2 Resultados para visualização com sistema PIV para $Re = 1600$	172
Figura - 12.3 Resultado de PIV: campo vetorial de velocidade do escoamento	173
Figura - 12.4 Seleção dos valores de V_r para visualização com PIV	175
Figura - 12.5 Esteira de vórtices para $m^* = 3,2$ e $V_r = 3$ (a) $t = 0s$ (b) $t = 6s$ (c) $t = 12s$ (d) $t = 18s$	176
Figura - 12.6 Fotos do escoamento (a) posição extrema esquerda $y = y_{min}$ (b) posição extrema direita $y = y_{max}$	177
Figura - 12.7 Campos de vorticidade para $V_r = 6$ (a) instantâneo (b) médio	177
Figura - 12.8 Campos médios de vorticidade para (a) $V_r = 9$ (b) $V_r = 12$ (c) $V_r = 18$..	178

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1	Influência do número medido na resolução e no valor medido	16
Tabela 4.1	Símbolos usados na modelagem no anemômetro de fio quente	45
Tabela 5.1	Comparação dos parâmetros dos tubos	60
Tabela 6.1	Compilação do intervalo de V_r usado em alguns trabalhos	86
Tabela 7.1	Resultados do ensaio dinâmico	95
Tabela 7.2	Resultados do ensaio para determinar a influência de um fio preso à base elástica	102
Tabela 7.3	Resultados obtidos na calibração do acelerômetro	103
Tabela 8.1	Resultados do ensaio de decaimento em ar	119
Tabela 8.2	Massa, comprimento e posição das peças da base implementada	120
Tabela 8.3	Comparação entre frequências naturais medidas e estimadas	123
Tabela 8.4	Massa equivalente e fatores de conversão	125
Tabela 10.1	Valores de ζ e f_n para diversas condições experimentais	144
Tabela 13.1	Custos para a adaptação da base elástica	181

LISTA DE SIGLAS

VIV	Vibrações induzidas por vórtices (<i>Vortex-Induced Vibrations</i>)
NDF	Núcleo de Dinâmica e Fluidos
PIV	<i>Particle Image Velocimetry</i>
LIF	<i>Laser Induced Fluorescence</i>
TMB	Teorema do movimento do baricentro
TMA	Teorema do momento angular

LISTA DE SÍMBOLOS

ω	Vorticidade $\omega = \nabla \times \vec{U}$
ρ_w	Massa específica da água
L_m	Comprimento molhado (imerso) do cilindro
C_D	Coefficiente de arrasto
C_L	Coefficiente de sustentação
Γ	Circulação
d	Diâmetro do cilindro de ensaio
U_∞	Velocidade do escoamento ao longe
ζ	Fator de amortecimento estrutural da base elástica
f_n	Frequência natural de oscilação da base em água
f_v	Frequência de desprendimento de vórtices
Faq	Frequência de aquisição de dados
A_y	Amplitude de oscilação na direção transversal ao escoamento
A_x	Amplitude de oscilação na direção alinhada com escoamento
V_r	Velocidade Reduzida $V_r = \frac{U_\infty}{f_n d}$
m	Massa total da base elástica
m^*	Massa adimensional $m^* = \frac{4m}{\rho_w \pi d^2 L_m}$
u	Velocidade do escoamento na direção x
v	Velocidade do escoamento na direção y
Ω	Função potencial complexo de um escoamento
ϕ	Função potencial real de um escoamento
Ψ	Função linha de corrente
C_a	Coefficiente adimensional de massa adicional

1 INTRODUÇÃO

1.1 Motivação

O Brasil é líder mundial na exploração de petróleo em águas profundas. Para ostentar este título é preciso desenvolver tecnologia capaz de realizar a extração de forma segura e eficiente. Dentro deste contexto, o objetivo deste trabalho é ampliar o conhecimento sobre o fenômeno de vibração induzida por vórtices, que causa o desgaste por fadiga de alguns componentes usados no transporte do petróleo do fundo do mar até as plataformas flutuantes.

Na exploração de petróleo em águas profundas, cabos denominados *risers*, vide figura 1.1, retiram o petróleo de profundas lâminas d'água, trazendo-os dos leitos marinhos até as plataformas. A ilustração 1.2 revela como se deu a evolução da prospecção de petróleo ao longo dos anos, tratando do aumento da lâmina d'água.

Os principais estudos de VIV, realizados tanto no Brasil como no exterior, tratam apenas da oscilação do cilindro imerso em apenas um grau de liberdade, sendo este o transversal ao escoamento. O objetivo deste trabalho é realizar ensaios de VIV com dois graus de liberdade, permitindo que o cilindro se movimente também na direção do escoamento, pois esta condição é mais próxima ao caso real.

O desprendimento de vórtices faz com que o campo de pressão ao redor do cilindro varie no tempo. Esta oscilação do campo de pressão provoca forças alternadas no cilindro. Caso a frequência de desprendimento de vórtices seja próxima à frequência natural da estrutura na qual o cilindro está montado, ocorre o acoplamento da vibração deste com o próprio mecanismo de desprendimento de vórtices.

Aplicando este fenômeno aos *risers*, sujeitos à correntes marítimas, o desprendimento de vórtices causará a oscilação desses componentes, e esta causará sua fadiga. Estudar o fenômeno de VIV com dois graus de liberdade tem o objetivo prático, portanto, de compreender a interação dos *risers* com o escoamento marinho e, desta forma, melhorar seu projeto de forma que eles tenham maior durabilidade.

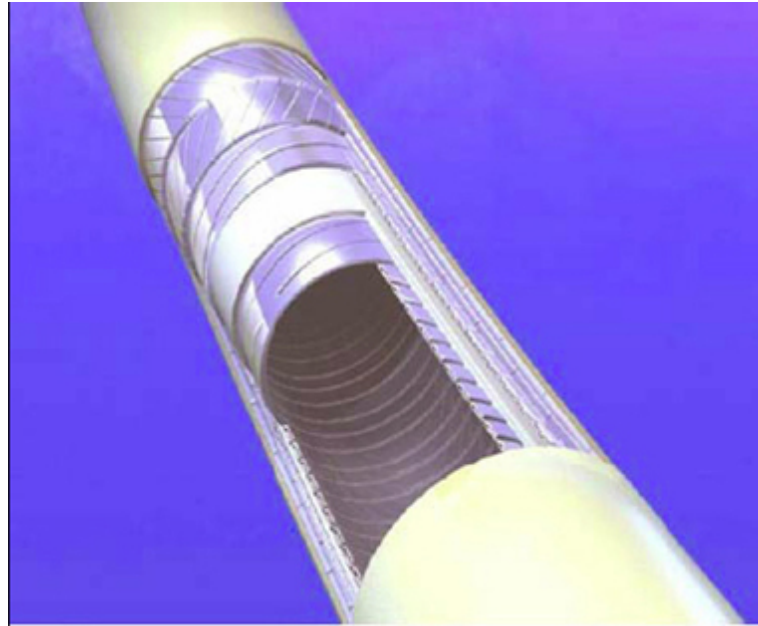


Figura 1.1: Esquema de riser flexível, retirado de www.planeta.coppe.ufrj.br

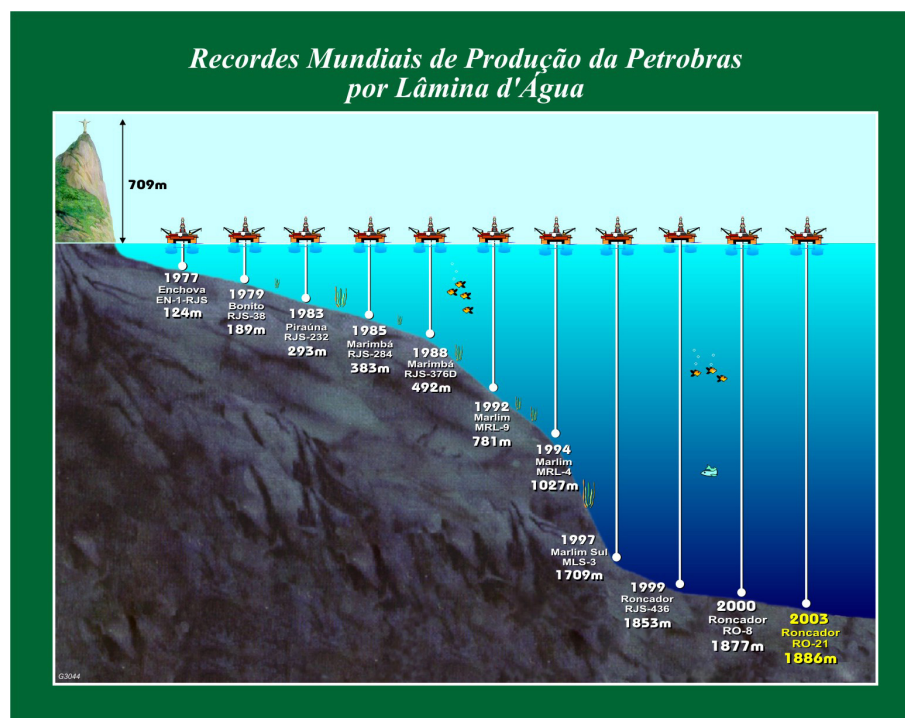


Figura 1.2: Evolução da lâmina d'água explorada na prospecção de petróleo, retirado de www2.petrobras.com.br

1.2 Organização do trabalho

Este trabalho está dividido em cinco partes.

A primeira parte, dividida em três capítulos, é uma introdução teórica a respeito dos principais conceitos abordados ao longo do texto. O capítulo 2 apresenta os principais conceitos para o entendimento do trabalho, envolvendo desde conceitos em mecânica dos fluidos a conceitos de medição de grandezas mecânicas e análise de sinais. O capítulo 3 apresenta uma primeira introdução teórica referente ao fenômeno de vibração induzida por vórtices. Por fim, o capítulo 4 introduz o princípio físico de funcionamento dos sensores empregados ao longo do trabalho. O objetivo desta introdução teórica é trazer todos os conceitos necessários para o entendimento do trabalho, de forma a não limitar os leitores devido à falta de conhecimentos técnicos prévios.

A segunda parte do trabalho apresenta o desenvolvimento da base elástica pendular empregadas nos ensaios de VIV e a seleção da célula de carga empregada nos ensaios. O capítulo 5 apresenta as considerações feitas no projeto da base, sua modelagem matemática e justifica o desenvolvimento de cada peça. No capítulo seguinte, o aluno apresenta o procedimento empregado para buscar e selecionar células de carga.

Na terceira parte do trabalho, dividida em quatro capítulos, o aluno apresenta todo o desenvolvimento experimental, sem contar apenas com a visualização do escoamento, apresentada na parte quatro. O capítulo 7 apresenta as primeiras atividades com cada sensor, tais como sua calibração e primeiros testes. O aluno julga importante apresentar esses ensaios preliminares, pois todo trabalho experimental deve descrever os procedimentos empregados. O autor busca também familiarizar o leitor com o funcionamento de cada sensor e suas limitações.

No capítulo 8 o aluno apresenta os resultados obtidos após uma série de ensaios de decaimento em ar. O objetivo destes ensaios é determinar o fator de amortecimento estrutural da base para cada configuração desta. O aluno emprega os resultados obtidos para validar o modelo matemático desenvolvido na seção 5.2.2.

Os primeiros resultados de VIV são apresentados no capítulo 9. Este capítulo foca ensaios de VIV com apenas um grau de liberdade. O aluno realiza ensaios tanto na base elástica de um grau de liberdade com mancais a ar como na base elástica pendular cujo projeto é apresentado no capítulo 5.

Resultados para VIV com dois graus de liberdade são apresentados no capítulo 10. Diversos ensaios com diferentes valores do parâmetro de massa adimensional m^* são apresen-

tados e o aluno analisa a influência deste parâmetro no fenômeno de VIV com dois graus de liberdade.

A quarta parte do trabalho foca nas técnicas de visualização do escoamento empregadas pelo aluno. No primeiro capítulo desta parte, capítulo 11, são apresentados os resultados para visualização empregando a técnica de visualização com tinta fluorescente, conhecida como *Laser Induced Fluorescence* (LIF). O aluno realizou visualização apenas em cilindro fixo, devido à limitação do próprio sistema.

No capítulo 12 são apresentados os resultados para cilindro fixo e oscilando com dois graus de liberdade obtidos empregando-se o sistema *Particle Image Velocimetry* (PIV).

Na quinta e última parte do trabalho o aluno apresenta os custos totais do projeto e suas conclusões. No final do trabalho seguem três apêndices: os desenhos de fabricação das peças da base elástica, o *Manual de técnicas laboratoriais* desenvolvido pelo aluno e o artigo apresentado no Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica (COBEM) 2009.

PARTE I

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2 CONCEITOS IMPORTANTES PARA O RELATÓRIO

Ao longo de seus estudos, o aluno se deparou com alguns conceitos fundamentais. Alguns destes não eram conhecidos, enquanto que outros tiveram que ser redescobertos, pois, ainda que tivessem sido ensinados em alguma disciplina da graduação, o simples “lembrar da definição” não é suficiente para se desenvolver um trabalho.

O mau entendimento de alguns destes conceitos causou problemas em diversas etapas do desenvolvimento deste trabalho, seja no projeto das peças da base elástica, na seleção de equipamentos a serem adquiridos no laboratório como na interpretação de fenômenos observados.

Tratar de todos os conceitos fundamentais seria um trabalho muito extenso. Por essa razão serão tratados aqui os principais conceitos, na visão do aluno, que facilitarão ao leitor entender o desenvolvimento do trabalho. Os conceitos foram divididos em três categorias.

A primeira categoria trata dos conceitos relacionados à Mecânica dos Fluidos. Conceitos como camada limite, vorticidade, circulação, vórtices no escoamento potencial e massa adicional são apresentados.

A segunda categoria trata dos conceitos relacionados à Medição de Grandezas Mecânicas. Estes conceitos revelaram sua importância quando o aluno iniciou a busca por fornecedores de células de carga e também quando estudou o comportamento do sensor óptico de deslocamento. Os conceitos abordados são a resolução, a incerteza e a sensibilidade de um equipamento.

A terceira e última categoria diz respeito a conceitos de Análise de Sinais. Metodologias para determinar o coeficiente de amortecimento e a frequência natural de vibração serão apresentados. É apresentada também uma análise de frequência de aquisição de dados e filtros.

2.1 Conceitos de Mecânica dos Fluidos

Ao estudar mecânica dos fluidos muitos novos conceitos devem ser assimilados. Dentre tais, estão os conceitos de camada limite, volume de controle, teoria potencial, viscosidade, etc. Para estudar o fenômeno de geração e desprendimento de vórtices os conceitos fundamentais, que serão brevemente analisados a seguir, são: camada limite, vorticidade e fluxo de circulação.

2.1.1 Camada limite

No início do século XX Prandtl propôs a teoria da camada limite visando explicar o comportamento do fluido numa região muito próxima à parede de um corpo em contato com o fluido. Nesta teoria, as forças viscosas na região próximas à parede são da mesma ordem de grandeza que as forças de inércia. O gradiente de pressão na região externa a esta camada limite determina as condições necessárias para a ocorrência de separação.

Em mecânica dos fluidos existe uma teoria denominada Teoria Potencial. Esta teoria assume como hipótese que os fluidos não tenham viscosidade. Apesar da hipótese ser irreal ela, muitas vezes, apresentava bons resultados quando tratava do escoamento ao redor de corpos. A teoria não explicava, porém, o arrasto em corpos simétricos, uma vez que, segundo esta teoria, a força de arrasto é causada unicamente pela distribuição de pressão ao longo da superfície dos corpos imersos, desta forma o arrasto para corpos simétricos seria zero. Esta falha na teoria potencial é conhecida como paradoxo de D'Alembert.

Ao introduzir sua teoria da camada limite, Prandtl introduziu também a hipótese de aderência do fluido à parede do corpo. Esta hipótese, verificada experimentalmente, diz que a velocidade do fluido em contato com a parede é igual à velocidade da parede. As equações utilizadas por Prandtl para a camada limite são as equações da continuidade e de Navier-Stokes aplicadas para fluidos incompressíveis e com viscosidade constante.

O campo de velocidades da camada limite é apresentado na figura 1, retirada de White (1999).

O objetivo desta introdução teórica é apresentar apenas o conceito de camada limite. Uma análise mais completa e rigorosa, envolvendo as equações da camada limite e diversas outras análises, pode ser vista em White (1999).

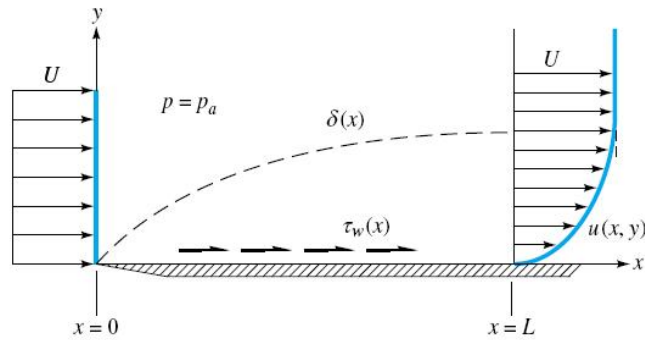


Figura 2.1: Campo de velocidade na camada limite, adaptada de White (1999)

2.1.2 Vorticidade

A vorticidade, $\hat{\omega}$, é definida como o rotacional do campo de velocidade, \vec{U} , representado matematicamente pela equação 2.1.

$$\hat{\omega} = \nabla \times \vec{U} \quad (2.1)$$

Na equação 2.1, ∇ é o operador nabla, definido em coordenadas cartesianas pela equação 2.2.

$$\nabla = \frac{\partial}{\partial x} \hat{i} + \frac{\partial}{\partial y} \hat{j} + \frac{\partial}{\partial z} \hat{k} \quad (2.2)$$

Considerando um escoamento bidimensional, a vorticidade será dada por:

$$\omega_z = \frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial y} \quad (2.3)$$

Na camada limite e, conseqüentemente, na camada cisalhante, tem-se que:

$$\frac{\partial u}{\partial y} \gg \frac{\partial v}{\partial x} \quad (2.4)$$

Desta forma, a vorticidade será principalmente definida pela variação da velocidade u ao longo da espessura da camada limite pode ser simplificada da expressão 2.3 para:

$$\omega_z \approx -\frac{\partial u}{\partial y} \quad (2.5)$$

Para compreender melhor a idéia de vorticidade, pode-se considerar um escoamento linear dado pela equação 2.6. A figura 2.2 ilustra o perfil de velocidades de tal escoamento.

$$u = c.y \quad (2.6)$$

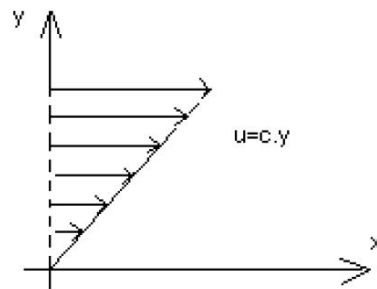


Figura 2.2: Perfil de velocidade do escoamento $y = c x$

Para este caso a vorticidade é constante em todo o escoamento e vale $\omega_z = -c$.

Nota-se que o perfil do escoamento indica uma rotação do fluido no sentido negativo do eixo z , segundo a regra da mão direita. Caso a vorticidade fosse nula, o perfil de velocidade seria uma constante e o fluido não apresentaria esse padrão de rotação.

No escoamento ao redor de um cilindro formam-se duas camadas limites que ao se separarem da superfície do cilindro formam as camadas cisalhantes com vorticidades de sinais opostos. A figura 2.3 ilustra como as duas camadas, com vorticidades opostas, se formam.

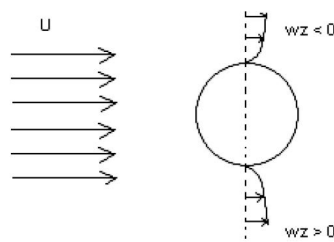


Figura 2.3: Vorticidade das camadas limites ao redor de um cilindro

2.1.3 Circulação

A circulação do campo de velocidades de um fluido, Γ , é definida como sendo a integral de linha num contorno fechado do vetor velocidade do escoamento. Desta forma:

$$\Gamma = \oint \vec{U} \cdot d\vec{l} \quad (2.7)$$

Segundo o Teorema de Stokes, uma integral de linha para um contorno fechado pode ser calculada através do fluxo do rotacional da grandeza integrada na área envolvida pela linha. Aplicando este teorema a circulação passa a ser definida pela equação 2.8.

$$\Gamma = \int_{dA} (\nabla \times \vec{U}) \cdot d\vec{A} \quad (2.8)$$

Considerando o escoamento bidimensional e aplicando o conceito de vorticidade, definido na seção 2.1.2, tem-se:

$$\Gamma = \int \int \omega_z dx dy \quad (2.9)$$

A equação 2.9 indica que a circulação do campo de velocidade ao longo de um elemento de área é igual ao fluxo de vorticidade no mesmo elemento de área.

Aplicando este conceito de circulação ao escoamento usado como exemplo para vorticidade, tem-se que a circulação será positiva quando o fluido está rotacionando no sentido anti-horário.

De uma maneira bem simples, a circulação indica o sentido e a intensidade de rotação do fluido através de uma grandeza escalar. No caso da vorticidade, este resultado é um vetor, como pode ser verificado na equação 2.1.

Como um último exemplo, considera-se um escoamento uniforme dado pela equação 2.10

$$\vec{U}(x, y) = U_\infty \hat{i} \quad (2.10)$$

Para este escoamento a vorticidade é nula.

$$\hat{\omega} = \nabla \times \vec{U} = \left(\frac{\partial}{\partial x} \hat{i} + \frac{\partial}{\partial y} \hat{j} + \frac{\partial}{\partial z} \hat{k} \right) \times (U_\infty \hat{i}) = \vec{0} \quad (2.11)$$

Aplicando a definição de circulação para o mesmo escoamento e assumindo que o caminho da integral seja um círculo de raio l , percorrido no sentido anti-horário, tem-se:

$$\Gamma = \oint \vec{U} \cdot d\vec{l} = \int_0^{2\pi} (U\hat{i}) \cdot (l \cos \theta \hat{i} + l \sin \theta \hat{j}) d\theta = \int_0^{2\pi} U l \cos \theta d\theta = 0 \quad (2.12)$$

Os resultados anteriores comprovam o que foi dito anteriormente, ou seja, a circulação é um conceito matemático que aplicado ao campo de velocidades de um fluido, indica de uma maneira escalar o sentido e intensidade da rotação do fluido.

Em Meneghini (2002) pode-se ver uma demonstração que relaciona a taxa de variação da circulação com a velocidade do escoamento fora da camada limite, U_S , no ponto da separação. Esta relação é dada pela equação 2.13.

$$\frac{d\Gamma}{dt} = \frac{U_S^2}{2} \quad (2.13)$$

2.1.4 Vórtices no escoamento potencial

Não pertence ao escopo deste relatório apresentar conceitos bem definidos na literatura. O objetivo desta seção é trazer os principais resultados vistos pelo aluno na disciplina *PME5215 - Geração de vórtices e vibração induzida pelo escoamento*. Definindo-se o potencial complexo:

$$\Omega = \Phi + j\Psi \quad \text{onde} \quad j^2 = -1 \quad (2.14)$$

Tem-se que as velocidades do escoamento nas direções x e y , dadas respectivamente por u e v , serão:

$$\frac{d\Omega}{dz} = u - jv \quad (2.15)$$

Seja z uma posição no plano complexo e considerando que a circulação seja Γ .

$$z = x + jy \quad (2.16)$$

Então o potencial complexo de um vórtice pontual, situado na origem do plano complexo, será dado por:

$$\Omega = \frac{j\Gamma}{2\pi} \ln(z) \quad (2.17)$$

Considerando a influência de duas esteiras infinitas de vórtices, cujas dimensões são ilustradas na figura 2.4, tem-se que a velocidade induzida num ponto muito próximo a um vórtice é:

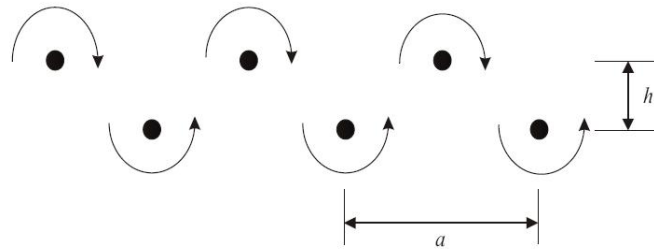


Figura 2.4: Distribuição de vórtices numa esteira idealizada por von Kármán, adaptada de Meneghini (2002)

$$u = -\frac{\Gamma}{2a} \tanh\left(\frac{\pi b}{a}\right) \quad (2.18)$$

Este resultado demonstra que os vórtices não são convectados com a velocidade do escoamento. Como a teoria do escoamento potencial permite a sobreposição de escoamentos, assumindo que a velocidade ao longe seja dada por U_∞ , então a velocidade dos vórtices na esteira será dada pela equação 2.19

$$U_N = U_\infty + u = U_\infty - \frac{\Gamma}{2a} \tanh\left(\frac{\pi b}{a}\right) \quad (2.19)$$

2.1.5 Massa adicional

Ao longo de sua iniciação científica o aluno se deparou com o conceito de *massa adicional*, porém sem nenhuma apresentação formal. Este conceito foi apresentado na disciplina *PME2557 Aerodinâmica*.

Antes de buscar uma formalização matemática, pode-se pensar no conceito de massa adimensional de forma intuitiva. Sempre que um corpo está imerso num fluido existirá a força de empuxo que equivale, aproximadamente, ao peso de fluido deslocado. Isso porque tanto o fluido quanto o corpo estão sujeitos a aceleração da gravidade.

De maneira análoga, quando um corpo se movimenta num fluido, podemos pensar que existirá uma força contrária ao movimento devido a inércia do fluido. Esta força, tal como o empuxo, deve ser proporcional à massa de fluido deslocada. Tudo se passa como se o corpo tivesse sua inércia aumentada e por isso o nome de massa adicional.

Pode-se escrever a energia cinética de um fluido como:

$$T = \int_V \frac{1}{2} (\nabla\phi)^2 \rho dV \quad (2.20)$$

Mas o gradiente da função potencial equivale a somatória do módulo da velocidade em cada direção U_i multiplicada pelo versor respectivo $\nabla\hat{\phi}_i$, ou seja:

$$\nabla\phi = \sum U_i \nabla\hat{\phi}_i \quad (2.21)$$

$$T = \int_V \frac{1}{2} \left(\sum_i U_i \nabla\hat{\phi}_i \right) \left(\sum_j U_j \nabla\hat{\phi}_j \right) \rho dV \quad (2.22)$$

$$T = \frac{1}{2} \sum_i \sum_j \int_V \nabla\hat{\phi}_i \nabla\hat{\phi}_j dV \rho U_i U_j \quad (2.23)$$

Da equação 2.23 pode-se definir a matriz de massa adicional.

$$M_{ij} = \rho \int_V \nabla\hat{\phi}_i \nabla\hat{\phi}_j dV \quad (2.24)$$

Desta forma, a equação 2.23 fica reduzida a:

$$T = \frac{1}{2} \sum_i \sum_j M_{ij} \rho U_i U_j \quad (2.25)$$

Adotando os versores como direções principais do escoamento, tem-se que $M_{ij} = 0$ para $i \neq j$, logo:

$$T = \frac{1}{2} (M_{11} U_1^2 + M_{22} U_2^2 + M_{33} U_3^2) \quad (2.26)$$

Além de apresentar o conceito, é importante calcular o valor da massa adicional. Como o foco deste trabalho é o desprendimento de vórtices que ocorre no escoamento ao redor de um cilindro, apenas a massa adicional deste ente geométrico será determinada.

A equação da continuidade aplicada ao escoamento potencial reduz-se a equação de Laplace para ϕ , ou seja:

$$\nabla \cdot \vec{U} = \nabla \cdot \nabla\phi = \nabla^2\phi = 0 \quad (2.27)$$

$$\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial z^2} = 0 \quad (2.28)$$

Fazendo uma análise de ordem de grandeza, tem-se que o termo $\frac{\partial^2 \phi}{\partial z^2}$, é da ordem de $O\left(\frac{\phi}{Lm}\right)$, enquanto os termos $\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2}$ e $\frac{\partial^2 \phi}{\partial y^2}$ são da ordem $O\left(\frac{\phi}{d}\right)$. Supondo um cilindro esbelto, tal como um riser, $Lm \gg d$, pode-se desprezar a derivada em z .

Assumida esta hipótese, o escoamento torna-se bidimensional. Estudar o escoamento ao redor de um cilindro passa a ser o mesmo que estudar o escoamento ao redor de um círculo. Como o fluido não pode atravessar as paredes do cilindro, tem-se que na parede a velocidade do escoamento é tangente ao corpo. Essa característica pode ser representada matematicamente pela equação 2.29.

$$\nabla \phi \cdot \vec{n}|_{body} = n_y \quad (2.29)$$

Cabe aqui uma observação. No escoamento potencial não há efeito viscoso, logo a velocidade do fluido em contato com a parede do corpo não é igual a velocidade da parede. Sem o efeito viscoso, não há aderência do fluido a parede do corpo.

A solução para a equação diferencial 2.29, escrita em termos de coordenadas polares, é dada por:

$$\phi = \left(\frac{d}{2}\right)^2 \frac{\cos(\theta)}{r} \quad (2.30)$$

As velocidades do escoamento, também em coordenadas polares, serão dadas por:

$$u_r = \frac{\partial \phi}{\partial r} = - \left(\frac{d}{2}\right)^2 \frac{\cos(\theta)}{r^2} \quad (2.31)$$

$$u_\theta = \frac{1}{r} \frac{\partial \phi}{\partial \theta} = - \left(\frac{d}{2}\right)^2 \frac{\sin(\theta)}{r^2} \quad (2.32)$$

O coeficiente de massa adicional bidimensional será, portanto:

$$m_{rr} = \rho \left(\frac{d}{2}\right)^4 2\pi \int_{\frac{d}{2}}^{\infty} \frac{dr}{r^3} = \rho \pi \left(\frac{d}{2}\right)^2 \quad (2.33)$$

Integrando ao longo da direção z , obtém-se a massa adicional.

$$M_{rr} = \rho \pi \left(\frac{d}{2} \right)^2 L_m \quad (2.34)$$

Definindo um coeficiente adimensional de massa adicional, C_a , em função da massa de água deslocada, m_d .

$$C_a = \frac{M_{rr}}{m_d} = \frac{M_{rr}}{\rho \pi \left(\frac{d}{2} \right)^2 L_m} \quad (2.35)$$

Tem-se que para um cilindro, o coeficiente adimensional de massa adicional será unitário.

$$C_a = \frac{\rho \pi \left(\frac{d}{2} \right)^2 L_m}{\rho \pi \left(\frac{d}{2} \right)^2 L_m} = 1 \quad (2.36)$$

2.2 Conceitos de Medição de Grandezas Mecânicas

2.2.1 Resolução

A linguagem usada nos computadores é a binária. Combinações de “uns” e “zeros” geram textos, comandos, fazem contas, etc. Equipamentos digitais também funcionam nesse tipo de linguagem.

Cada um dos números numa série binária recebe o nome de bit. Um conjunto de bits forma “palavras” que são interpretadas conforme a rotina utilizada para decodificar essas séries.

A seqüência 0010 possui 4 bits e pode ser interpretada de diversas formas. Caso ela seja interpretada na base binária, tal seqüência representa o número 2 na base decimal, como pode ser visto na equação 2.37. Por outro lado, caso a mesma seqüência fosse analisada na base octal, seu valor na base decimal seria 8, como ilustra a equação 2.38.

$$(0010)_2 = 0 \times 2^3 + 0 \times 2^2 + 1 \times 2^1 + 0 \times 2^0 = 2 \quad (2.37)$$

$$(0010)_8 = 0 \times 8^3 + 0 \times 8^2 + 1 \times 8^1 + 0 \times 8^0 = 8 \quad (2.38)$$

A resolução de um equipamento digital está relacionada à quantidade de bits usada para representar o número medido. Quanto maior for esse número, maior será a quantidade possível de representações. A resolução fica definida, portanto, como a distancia entre essas representações.

Pode-se determinar a resolução de um equipamento, Δv , conhecendo-se seu fundo de escala, F_E , e a quantidade n de bits utilizada para representar um número. A equação 2.39 indica como calcular a resolução em função desses dois parâmetros.

$$\Delta v = \frac{F_E}{2^n} \quad (2.39)$$

É importante ressaltar que a resolução é apenas uma medida da quantização de um número medido. É a melhor representação do número quando escrito segundo um código binário. Apesar disso, uma resolução muito baixa, para elevados valores de n , pode não apresentar sentido físico.

Para exemplificar o cálculo da resolução e a última afirmação, basta imaginar um multímetro que permita ao usuário escolher o número de bits que deseja empregar em sua medição. A tabela 2.1 apresenta os resultados considerando-se que o fundo de escala deste sensor seja de $15V$ e que este está sendo usado para medir uma diferença de potencial elétrico de $8V$.

Tabela 2.1: Influência do número medido na resolução e no valor medido

Número de bits n	Resolução (V)	Valor indicado (V)
1	7,5	7,5
4	0,9375	8,4375
5	0,46875	7,96875
16	0,000229	7,99942

Nota-se que quanto maior for o número de bits, menor será a resolução e mais detalhado será o valor indicado no visor. A resolução não é de muita utilidade para julgar a valia deste número. O conceito mais importante para esse fim é a incerteza.

2.2.2 Incerteza

Quando uma medição é feita, muitos fatores a influenciam de tal forma a distanciar o valor obtido do real, que se quer conhecer. Estatisticamente é impossível determinar um número com perfeição, considerando que este número varia dentro dos números reais, logo não há como representá-lo, pois o número pode apresentar milhares de casas decimais.

Todo esse preciosismo matemático não deve alarmar os interessados em medir alguma grandeza física. O problema pode ser resolvido não indicando o valor daquilo que se quer medir, mas sim um intervalo de valores que, com certeza, ou melhor, com uma elevada probabilidade, contém o número em questão. Esse intervalo é representado com um valor nominal e um outro,

denominado de incerteza. O intervalo que contém o valor medido será dado pela equação 2.40.

$$[\textit{nominal} - \textit{incerteza}, \textit{nominal} + \textit{incerteza}] \quad (2.40)$$

Quanto menor for a incerteza de um equipamento, mais precisos serão os números indicados. Não faz sentido considerar números com ordem de grandeza menor que a ordem de grandeza da incerteza. Por exemplo: não faz sentido dizer que a massa de um carro é de $987,897\text{kg}$ com uma incerteza de 5kg . Se não é possível garantir a incerteza de 1 kg, como garantir então os 897 gramas indicados?

A incerteza de cada equipamento é função de diversas variáveis, tais quais as condições do experimento, o projeto e a fabricação do próprio equipamento, o tempo de uso, etc. Geralmente o valor da incerteza, para cada condição de uso, é informado pelo fornecedor do equipamento. Este valor pode ser dado em números absolutos ou ainda como uma porcentagem do fundo de escala.

2.2.3 Sensibilidade

A sensibilidade de um equipamento é a razão entre a variação de sua resposta pela variação do estímulo dado. Para equipamentos digitais, que geralmente respondem com uma diferença de potencial elétrico nos seus terminais, a sensibilidade é dada em Volts pela grandeza medida. Para um sensor óptico de deslocamento, por exemplo, a sensibilidade do equipamento é dada em Volts/m , ou um múltiplo desta.

Um exemplo clássico de sensibilidade é o de uma mola. Quando uma mola helicoidal, por exemplo, está sujeita a uma força F , ela responderá com uma deformação x . Nesta condição a sensibilidade será dada por x/F , ou ainda, $1/k$ sendo k a constante elástica da mola.

A sensibilidade pode ser função do estímulo. Para estes casos diz-se que o sensor é não linear. Sensores lineares, por sua vez, possuem o valor de sua sensibilidade constante em toda a sua faixa de operação.

O valor da sensibilidade é fornecido pelos fabricantes dos equipamentos, mas pode ser determinado experimentalmente em um ensaio de calibração.

2.3 Conceitos de Vibrações e Análises de Sinais

2.3.1 Modelagem de um sistema massa-mola-amortecedor não forçado

A modelagem de um sistema massa-mola-amortecedor é fundamental para o desenvolvimento deste trabalho. No capítulo 5 o aluno apresenta o modelo matemático da base elástica pendular desenvolvida para os ensaios de VIV. Nesta seção os principais conceitos são apresentados, além da modelagem de um sistema massa-mola-amortecedor unidimensional.

Seja um sistema composto por um corpo de massa m , apoiado sobre uma superfície plana sem atrito, ligado a uma parede por uma mola de constante elástica k e por um amortecedor viscoso com coeficiente de amortecimento c , tal como apresentado na figura 2.5. Todos os componentes desse sistema são considerados puros, ou seja, toda a inércia do sistema se deve apenas à massa m , toda a restituição elástica se deve apenas à mola e todo o amortecimento se deve apenas ao amortecedor.

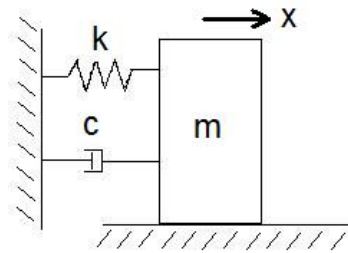


Figura 2.5: Sistema massa-mola-amortecedor

Para este sistema, pode-se aplicar o Teorema do Movimento do Baricentro (TMB), desta forma:

$$m \ddot{x} + c \dot{x} + k x = 0 \quad (2.41)$$

Resolvendo-se a equação diferencial de segunda ordem apresentada na equação 2.41 obtém-se a equação 2.42, que fornece a posição do corpo para cada instante t . Não pertence ao escopo deste trabalho apresentar todo o desenvolvimento matemático desta modelagem. Tal desenvolvimento pode ser obtido de forma clara em Vierck (1967).

$$x(t) = e^{-\zeta \omega t} \left(A e^{\sqrt{\zeta^2 - 1} \omega t} + B e^{-\sqrt{\zeta^2 - 1} \omega t} \right) \quad (2.42)$$

Os coeficientes ζ , ω representam, respectivamente, o fator de amortecimento e a fre-

quência natural de vibração não amortecida.

$$\zeta = \frac{c}{c_{crit}} = \frac{c}{2\sqrt{k m}} \quad (2.43)$$

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.44)$$

A equação 2.42 permite a existência de três comportamentos distintos. Para elevados valores do fator de amortecimento $\zeta > 1$, tem-se o amortecimento supercrítico. Quando $\zeta = 1$ define-se o amortecimento crítico e para baixos valores do fator de amortecimento, $\zeta < 1$, tem-se o amortecimento subcrítico. Vierck (1967) apresenta e compara os três comportamentos do sistema massa-mola-amortecedor em função do seu fator de amortecimento. Para este trabalho o comportamento subcrítico será predominante. Adotando, desta forma, $\zeta < 1$, a equação 2.42 pode ser desenvolvida até se obter a equação 2.45.

$$x(t) = e^{-\zeta\omega t} [A \cos(\omega_d t) + B \sin(\omega_d t)] \quad (2.45)$$

O coeficiente ω_d representa a frequência natural de vibração amortecida, ou seja, a frequência com a qual o sistema amortecido realmente oscila.

$$\omega_d = \omega \sqrt{1 - \zeta^2} \quad (2.46)$$

Os coeficientes A e B são função das condições iniciais, tal como pode ser visto nas equações 2.47 e 2.48.

$$A = x(0) \quad (2.47)$$

$$B = \frac{\zeta \omega_0 x(0) + \dot{x}(0)}{\omega_d} \quad (2.48)$$

2.3.2 Determinação da frequência dominante de um sinal

Não pertence ao escopo deste trabalho apresentar todo o desenvolvimento matemático ou ainda toda a teoria a respeito da técnica de processamento de sinais. O objetivo desta introdução teórica é prover o leitor de algumas das ferramentas empregadas ao longo do trabalho e alguns

conceitos importantes para o entendimento das análises feitas com os sinais obtidos durante os ensaios de VIV. Para melhor embasamento sobre processamento de sinais o aluno indica os trabalhos de Papoulos (1977) e Chen (1979).

Para determinar a frequência dominante de um sinal pode-se empregar a Transformada de Fourier, definida pela equação 2.49.

$$X(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) e^{-j\omega t} dt \quad \text{onde} \quad j^2 = -1 \quad (2.49)$$

A equação 2.49 é útil para funções $x(t)$ contínuas. Ensaios experimentais, por sua vez, não possuem um registro contínuo do sinal. Este, por ser adquirido com uma frequência finita, Faq , passa a ser um sinal discreto. A Transformada de Fourier para sinais discretos é dada pela equação 2.50.

$$X_m = \sum_{n=0}^{N-1} x_n e^{-j2\pi n m/N} \quad m = 0, 1, 2, \dots, N-1 \quad (2.50)$$

Na equação 2.50 N representa o número medições feitas, ou ainda, o tamanho do vetor f_n . A cada posição m do vetor X_m pode-se associar uma frequência discreta f_m pela equação 2.51. Vale lembrar que ω e f estão relacionados por $\omega = 2\pi f$.

$$f_m = \frac{m Faq}{N} \quad m = 0, 1, 2, \dots, N-1 \quad (2.51)$$

O sinal transformado, X_m , é um sinal complexo que pode ser descrito pela equação 2.52, onde a_m e b_m representam, respectivamente, as componentes real e imaginária do m -ésimo termo do vetor X_m .

$$X_m = a_m + b_m j \quad (2.52)$$

Definindo-se o módulo de cada um dos termos X_m pela equação 2.53, tem-se que a amplitude do sinal f_n para cada frequência f_m será dada pela equação 2.54.

$$|X_m| = \sqrt{a_m^2 + b_m^2} \quad (2.53)$$

$$A_m = \frac{|X_m|}{N} \quad (2.54)$$

Para determinar a frequência dominante de um sinal pode-se, desta forma, determinar qual é a amplitude A_m para cada frequência f_m . A frequência dominante será aquela para a qual A_m é máximo.

Visando maior clareza do procedimento descrito acima, dois exemplos simples são apresentados a seguir. Seja os sinais $x_1(t)$, $x_2(t)$, descritas pelas equações 2.55 e 2.56.

$$x_1(t) = 2 \sin(2\pi 5 t) \quad (2.55)$$

$$x_2(t) = 3 \sin(2\pi 2 t) + 1 \cos(2\pi 0,7 t) \quad (2.56)$$

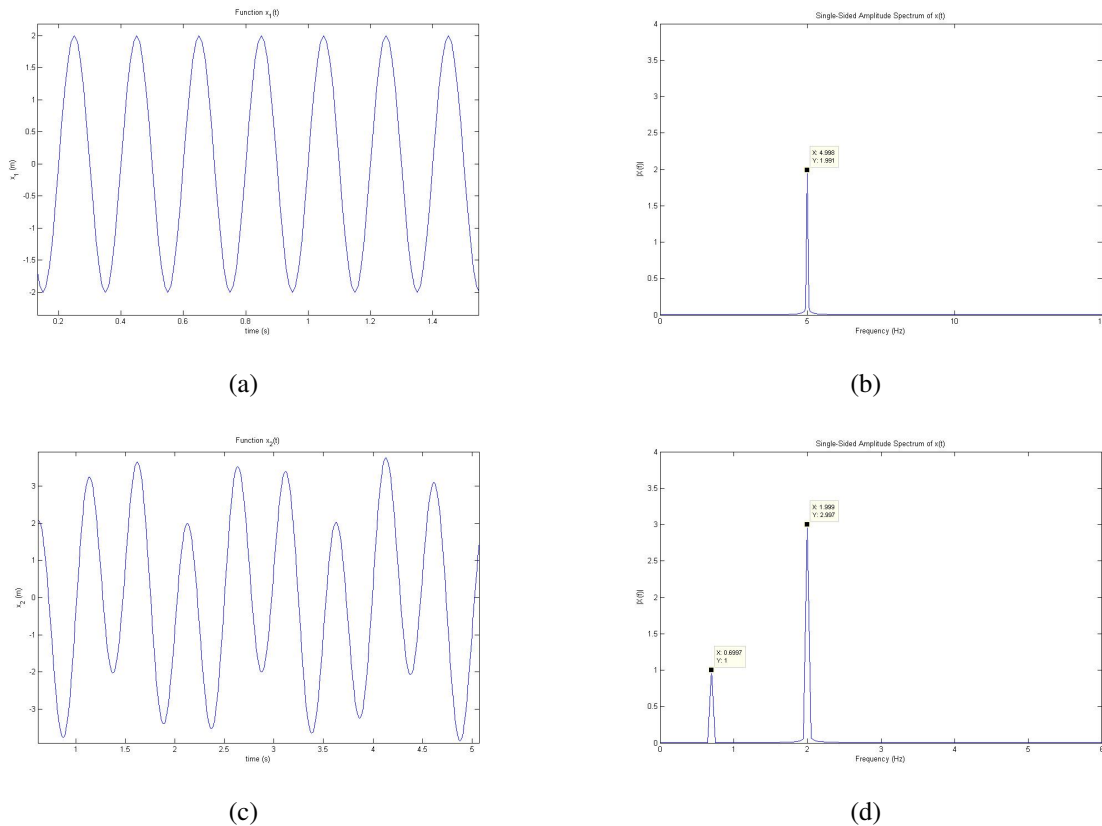


Figura 2.6: (a) $x_1(t)$ (b) $Ax_1(f)$ (c) $x_2(t)$ (d) $Ax_2(f)$

As figuras 2.6(a) e 2.6(c) ilustram os sinais definidos nas equações 2.55 e 2.56. As figuras 2.6(b) e 2.6(d) ilustram, por sua vez, a amplitude de cada sinal em função da frequência. Pode-se notar que para o primeiro sinal existe apenas um pico no gráfico da amplitude em função da frequência, enquanto que para o segundo sinal existem dois. Este resultado está de acordo com as equações definidas para cada sinal. Nota-se que o valor das amplitudes e

frequências determinado não é muito próximo ao valor definido nas equações. O pequeno erro se deve ao procedimento numérico.

2.3.3 Filtros

Tal como foi ressaltado na seção anterior, não pertence ao escopo deste trabalho apresentar toda a teoria referente à filtragem de sinais e nem apresentar todo o desenvolvimento matemático referente a determinada técnica de filtragem. O objetivo desta seção é apresentar alguns conceitos importantes e o desenvolvimento de um filtro retangular. Mais sobre processos de filtragem pode ser encontrado em Papoulos (1977), Chen (1979) e Lathi (1998).

Durante o processo de aquisição de dados com sistemas eletrônicos ocorre um erro conhecido como ruído. Este ocorre devido a diversos fatores e é de difícil eliminação. Ainda que o ensaio seja bem feito e as medidas aquisitadas com cuidado parte do sinal estará “poluído” com o ruído.

O sinal de ruído é aleatório e ocorre em praticamente todas as frequências. A amplitude do ruído é baixa, quando comparada com a amplitude do sinal que se deseja medir. Caso a amplitude do ruído seja da mesma ordem de grandeza do sinal que se quer medir o ensaio terá pouca ou nenhuma validade. O objetivo de filtrar sinais, neste trabalho, é eliminar a influência de algumas faixas de frequência e, desta forma, eliminar ou amenizar o ruído. O sinal de ruído existente nas faixas de frequência não eliminadas afeta pouco a medição, pois, como comentado anteriormente, a amplitude do ruído é baixa.

Filtros são classificados com relação a que faixas de valores de frequência eles eliminam ou amenizam. Filtros passa baixa, por exemplo, eliminam ou diminuem a influência das frequências superiores a frequência de corte F_{corte} . Filtros passa alta eliminam as frequências inferiores a F_{corte} e filtros passa-banda eliminam ou diminuem a influência de todas as frequências fora de determinado intervalo, chamado de banda, delimitado por duas frequências de corte distintas.

Para eliminar a influências de determinadas frequências de um sinal o primeiro passo é determinar a Transformada de Fourier desse sinal. Determinado o vetor da transformada, X_m , multiplica-se o vetor por uma função filtro, $H(f_m)$.

$$(X_m)_{filtrado} = H(f_m) X_m \quad (2.57)$$

A forma da função filtro $H(f_n)$ influencia o resultado do processo. Dentro dessa aná-

lise filtros podem ser classificados como *finite impulse response*, FIR, ou *infinite impulse response*, IIR. Não pertence ao escopo deste trabalho estudar e comparar esses dois tipos de filtro.

O filtro empregado neste trabalho é do tipo FIR passa-baixa retangular. Este filtro é definido na equação 2.58.

$$H(f_m) = \begin{cases} 1 & \text{se } f_m \leq F_{corte} \\ 0 & \text{se } f_m > F_{corte} \end{cases} \quad (2.58)$$

Após multiplicar o sinal transformado, X_m , pela função filtro, $H(f_m)$, é preciso aplicar a transformada inversa de Fourier, de forma a voltar para o domínio do tempo. A transformada inversa de Fourier é definida pela equação 2.59.

$$x_n = \frac{1}{N} \sum_{m=0}^{N-1} X_m e^{j2\pi mn/N} \quad (2.59)$$

Para ilustrar o procedimento de filtragem, o sinal da posição da base elástica obtido em um ensaio de decaimento é apresentado abaixo. Mais sobre o ensaio de decaimento, seu procedimento experimental e interpretação de resultados será apresentado nas partes II e III.

A figura 2.7(a) apresenta a evolução temporal da posição da base elástica em um ensaio de decaimento. A figura 2.7(b) ilustra o módulo da transformada de Fourier desse sinal e a figura 2.7(c) revela o resultado da multiplicação indicada na equação 2.57.

A frequência de corte empregada nesta análise foi de $F_{corte} = 1 \text{ Hz}$. A escolha do valor de F_{corte} depende da experiência de quem realiza a filtragem. O valor 1 Hz foi escolhido neste caso devido à familiaridade do aluno com ensaios de decaimento na base elástica pendular. Para a configuração ensaiada a frequência dominante é da ordem de $0,4 \text{ Hz}$, logo qualquer amplitude para frequências maiores de 1 Hz provém de ruído. Quando o conhecimento prévio do fenômeno não existe, determinar a frequência de corte ideal passa a ser uma atividade iterativa.

A figura 2.7(d) apresenta o sinal filtrado. Nota-se que o ruído foi eliminado e sinal parece bem mais liso. As últimas duas imagens da figura 2.7 mostram a comparação entre os dois sinais, original e filtrado. Nestas figuras observa-se que não houve variação de fase e nem de amplitude.

O processo de filtragem de sinais é muito importante, pois facilita, ou viabiliza, outras análises do mesmo sinal. Derivações ou integrações numéricas são fortemente afetadas pelo ruído, logo o processo de filtragem é fundamental. Outra análise que depende da filtragem do

sinal é a determinação dos pontos máximos de oscilação. Quando o sinal é ruidoso picos de ruído são capturados ao invés dos picos reais, diminuindo, desta forma, a qualidade e a precisão dos resultados.

2.3.4 Determinação do fator de amortecimento ζ

Como apresentado na seção 2.3.1, a resposta de um sistema massa-mola-amortecedor no regime subcrítico ($\zeta < 1$) pode ser escrita como o produto entre duas parcelas, sendo uma delas responsável pela oscilação e a outra pela redução da amplitude, causada pelo amortecimento, tal como ilustrado na equação 2.45.

Para determinar o fator de amortecimento é preciso, portanto, determinar qual é a função que envolve a resposta do sistema. Esta função, denominada envoltória, pode ser representada, de forma genérica, pela equação 2.60.

$$Amp(t) = \alpha e^{\beta t} \quad (2.60)$$

Comparando as equações 2.45 e 2.60, tem-se a relação expressa pela equação . Esta relação permite determinar ζ , conhecendo-se o valor do expoente β e da frequência natural de oscilação.

$$\beta = -\zeta \omega = -\zeta 2 \pi f \quad (2.61)$$

Uma estratégia para determinar a função $Amp(t)$ é selecionar os pontos máximos de cada oscilação e então determinar qual é a melhor exponencial que se ajusta a esses pontos. Como citado na seção anterior, determinar os pontos máximos requer que o sinal seja filtrado de forma a eliminar os picos de ruído. A figura 2.8 ilustra o procedimento para obtenção do fator de amortecimento.

Da figura 2.8(c) tem-se que $\beta = -0,077$. Para este ensaio de decaimento, a frequência natural medida foi de $f = 0,34 \text{ Hz}$. Aplicando a equação 2.61 tem-se que $\zeta = 0,036$.

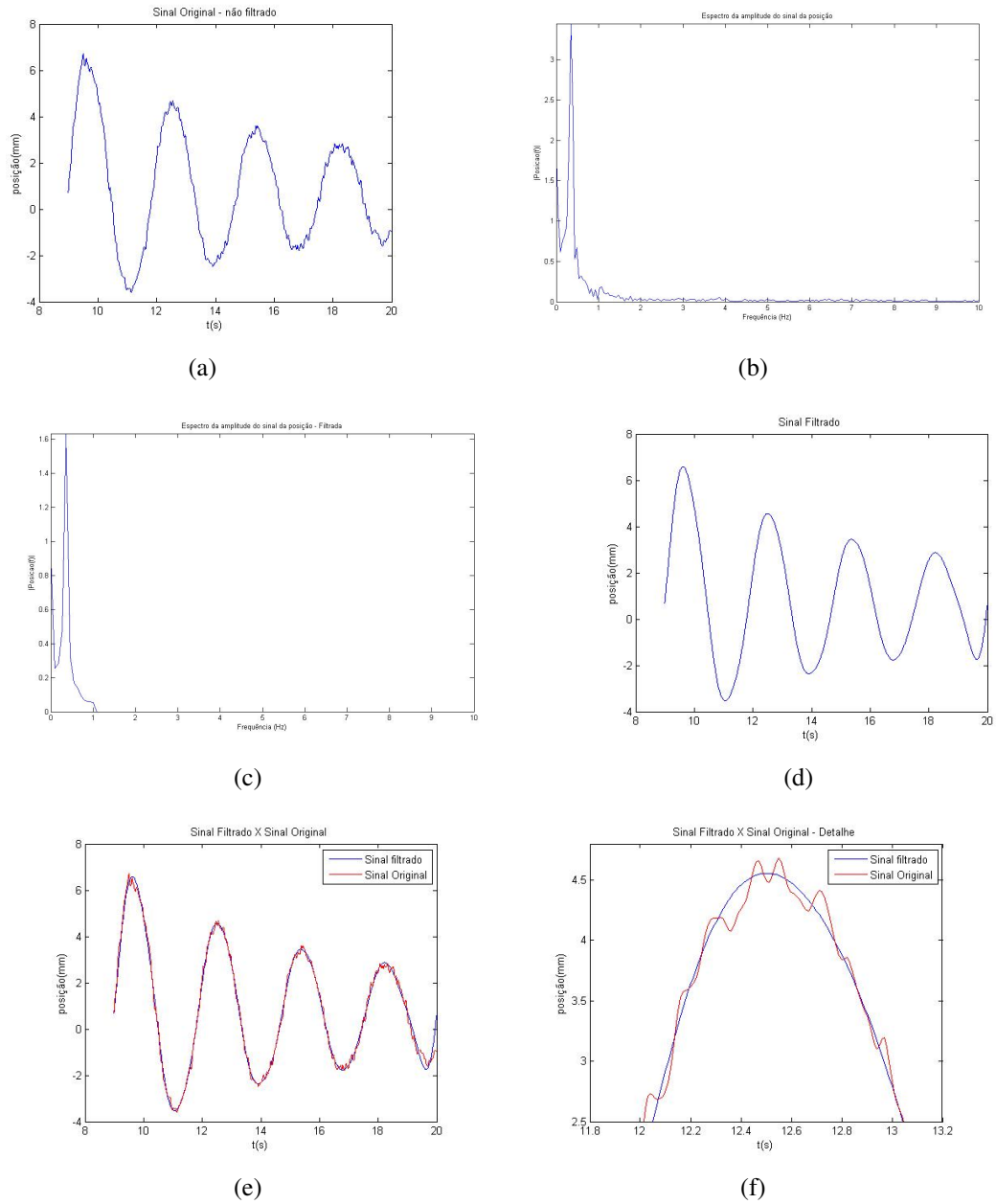
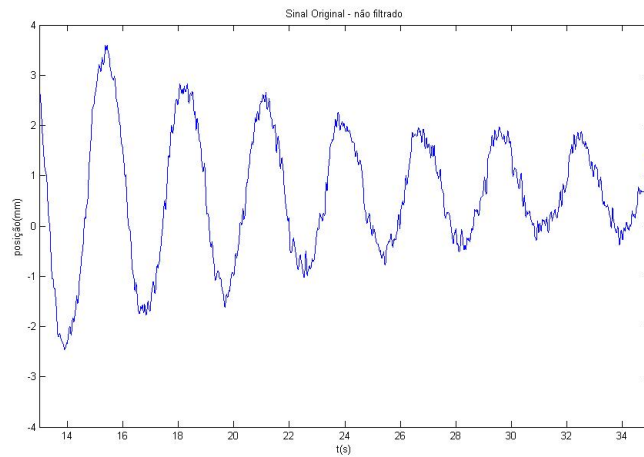
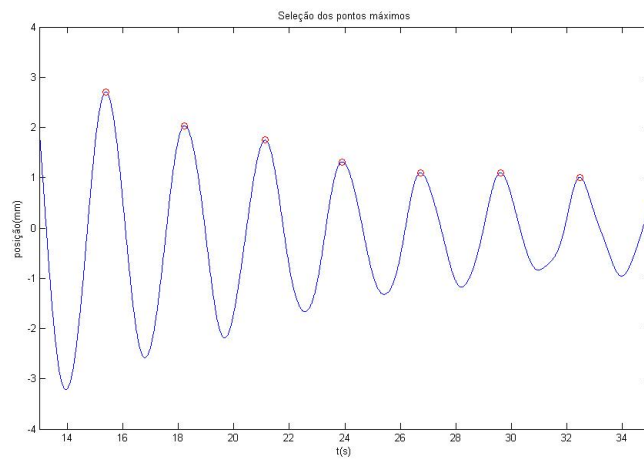


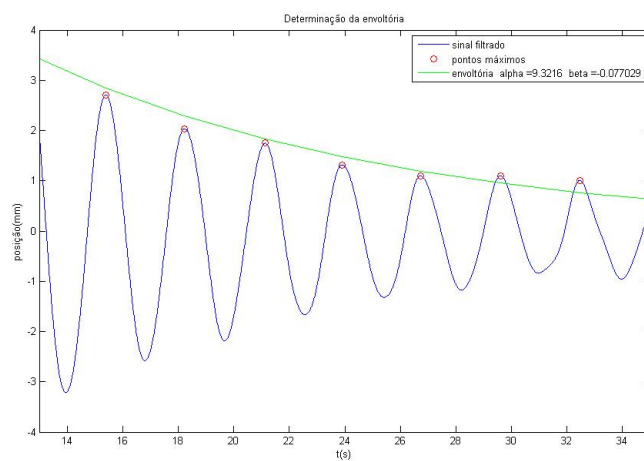
Figura 2.7: (a) sinal original (b) transformada de Fourier do sinal original (c) transformada de Fourier filtrada (d) sinal filtrado (e) comparação entre sinal original e filtrado (f) detalhe da comparação entre sinal original e filtrado



(a)



(b)



(c)

Figura 2.8: (a) sinal original (b) sinal filtrado e determinação dos pontos máximos (c) determinação da envoltória

3 INTRODUÇÃO AO FENÔMENO DE VIBRAÇÃO INDUZIDA POR VÓRTICES

3.1 O fenômeno físico de desprendimento de vórtices

J. H. Gerrard, em 1966, propôs que o fenômeno físico de desprendimento de vórtices é uma consequência da interação entre as camadas cisalhantes formadas na separação da camada limite. Tais camadas cisalhantes possuem vorticidade contrária, como ilustrado na figura 2.3, e sua interação faz os vórtices crescerem e se separarem das mesmas camadas cisalhantes que o geraram.

De uma maneira mais detalhada o processo segue os seguintes passos:

Num primeiro instante ocorre a separação da camada limite em dois pontos distintos. Cada separação irá gerar uma camada cisalhante com sinal diferente. Cada camada “alimentará” um futuro vórtice, pois estes absorvem circulação destas camadas.

Com o crescimento da circulação de um vórtice a velocidade em sua periferia aumenta e isso atrai a outra camada cisalhante, de vorticidade oposta, para perto de si. A figura 3.1, retirada de Gerrard (1966), ilustra como se dá a interação entre as camadas cisalhantes.

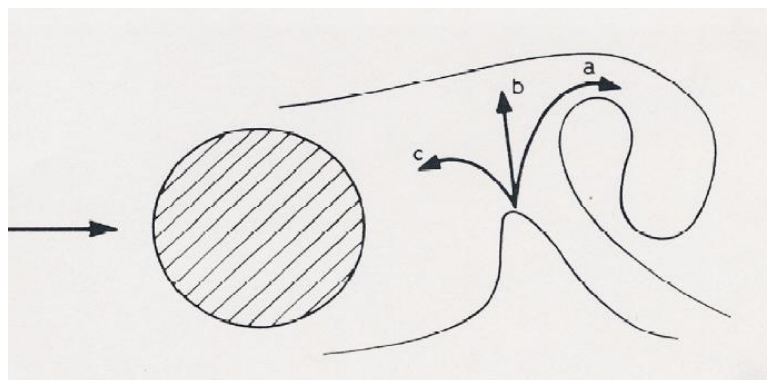


Figura 3.1: Mecanismo físico de desprendimento de vórtices, retirada de Gerrard (1966)

A linha inferior representa a camada cisalhante que está sendo atraída pelo vórtice que se forma na parte superior. Esta camada cisalhante pode seguir três caminhos distintos, cada

um deles representado pelas setas “a”, “b” e “c”.

O caminho “a” faz com que parte da camada cisalhante se misture com o vórtice que está se formando. Como esta camada cisalhante possui vorticidade contrária à do vórtice ela faz com que a circulação total dele diminua.

Parte da camada cisalhante atraída que segue o caminho “b” será responsável pela separação do vórtice da camada cisalhante que o está “alimentando”. Esta parcela da camada cisalhante se “choca” com a outra camada. Este choque pode ser tal que cessa a alimentação de circulação para o vórtice, definindo, assim, sua circulação final. O vórtice acaba por se desprender da camada limite que o gerou e é, então, convectado para a esteira.

Por fim, a última parcela do escoamento segue o caminho “c”. Esta parcela começa um novo processo de formação de vórtices, pois começará a acumular circulação de tal forma que irá atrair a camada cisalhante que acabou de liberar o vórtice.

Este processo continua indefinidamente enquanto as condições do escoamento se mantiverem constantes.

3.2 Análise da interação fluido-estrutura

Quando algum fluido escoar ao redor de uma estrutura eles interagem entre si e a esta interação dá-se o nome de interação fluido-estrutura.

Como o fluido não pode atravessar as paredes da estrutura ele é desviado de tal forma que a contorna, mas para que isso ocorra é necessário que exista um gradiente de pressão ao redor do corpo. Este gradiente de pressão faz com que o escoamento seja desviado, mas exerce também forças na estrutura em questão.

Além das forças de pressão, que podem ser estimadas através da teoria potencial, existem forças as tangentes à superfície da estrutura. Tais forças são de cisalhamento e ocorrem devido à viscosidade do fluido. Estas não são explicadas pela teoria potencial, mas podem ser analisadas com a teoria da camada limite de Prandtl.

Quando o escoamento se dá ao redor de um cilindro a presença do mesmo faz com que o fluido o contorne. Para baixos valores de Re o fluido simplesmente contorna o cilindro.

Para maiores valores de Re passa a ocorrer um fenômeno denominado separação da camada limite. Este fenômeno ocorre devido a presença de um gradiente adverso de pressão e da presença da parede. Em Meneghini (2002) há uma demonstração de que a camada limite só

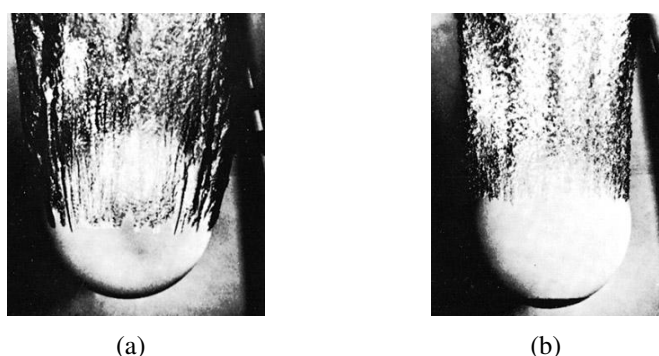


Figura 3.2: Separação da camada limite (a) laminar (b) turbulenta. Retirada de White (1999)

se separa quando estas duas condições são satisfeitas.

Considerando que Re esteja sendo aumentado gradualmente seria observado o desprendimento da camada limite laminar. Para valores superiores de Re a camada limite passa a ser turbulenta antes do ponto de separação. O surgimento das tensões de Reynolds, definidas pela equação 3.1 faz com que a separação da camada limite ocorra mais a frente no escoamento. Nessa equação, u' e v' representam, respectivamente, oscilações nas velocidades u e v . Uma apresentação mais completa a respeito das tensões de Reynolds pode ser encontrada em Schlichting (1979).

A figura 3.2, retirada de White (1999), ilustra a separação da camada limite laminar e turbulenta ao redor de uma esfera.

$$\tau_{turb} = -\overline{\rho u' v'} \quad (3.1)$$

Este fenômeno da camada limite turbulenta se desprender depois do ponto de separação da camada limite laminar causa uma repentina queda no valor do coeficiente de arrasto. Tal queda é denominada de “crise do arrasto”.

Pode-se notar que dependendo do escoamento as forças que agem sobre a estrutura variam. Da mesma forma, dependendo da geometria da estrutura, o fluido terá um comportamento diferente.

Após a separação da camada limite pode acontecer de as camadas cisalhantes se encontrarem. A interação entre elas provoca a formação de vórtices. Durante esse processo de formação e desprendimento de vórtices a estrutura está sujeita a forças aplicadas pelo escoamento. Caso a estrutura esteja fixada e não se mova existirá apenas a dinâmica do fluido. Por outro lado, caso a estrutura esteja sendo acelerada pelas forças hidrodinâmicas, o seu movi-

mento alterará o escoamento do fluido ao seu redor e isso provocará variação nas forças que aceleraram a estrutura.

Dependendo da amplitude de movimento da estrutura o fluxo de energia transferido do fluido para a estrutura pode ser positivo, ou seja, o fluido está cedendo energia para a estrutura que passará a oscilar cada vez mais. Caso o fluxo de energia seja negativo então o fluido está amortecendo o movimento da estrutura, que passará a oscilar cada vez menos.

Fica clara, então, a não linearidade da interação fluido estrutura. Tal não linearidade faz com que as soluções não sejam triviais e isso torna o estudo de tais situações mais desafiador.

No próximo tópico serão apresentados alguns métodos experimentais que permitem analisar a interação fluido estrutura, sendo seu foco o escoamento ao redor de um cilindro.

3.3 Métodos de ensaio

Para estudar a interação fluido-estrutura do escoamento ao redor de um cilindro pode-se usar uma abordagem computacional e também uma abordagem experimental. Em ambas, dois métodos podem ser empregados. O primeiro considera o escoamento ao redor de um cilindro que oscila forçadamente e o segundo considera que o cilindro está montado a uma base elástica e, portanto, livre para oscilar.

Existe ainda a possibilidade de estudar o fenômeno considerando apenas as oscilações do cilindro na direção transversal ao escoamento ou permitindo que o cilindro oscile, além desta, na direção longitudinal do mesmo.

A análise a seguir considerará apenas o movimento do cilindro na direção transversal ao escoamento.

No método do cilindro oscilando forçadamente, a posição do cilindro é determinada pela expressão 3.3. Nesta, f representa a frequência de oscilação forçada e A a amplitude de oscilação.

$$y = A \sin(2 \pi f t) \quad (3.2)$$

A força de sustentação F_y que atua no cilindro pode ser modelada segundo a equação

$$F_y = \frac{1}{2} \rho_w U_\infty^2 d A C_L \sin(2 \pi f t + \phi) \quad (3.3)$$

Nota-se que existe uma diferença de fase ϕ entre a oscilação do cilindro e a força aplicada no mesmo pelo escoamento. Esta diferença de fase esta ligada com a energia absorvida pela estrutura segundo a expressão 3.4.

$$E = -\frac{\pi}{2} \rho_w U_\infty^2 d A C_L \sin \phi \quad (3.4)$$

No caso de oscilações forçadas o cilindro oscila independente do ângulo de fase ϕ , ou seja, independente do valor ou sinal da energia que seja transmitida para o cilindro. No caso de oscilações livres isso não é verdade e a oscilação só irá ocorrer quando a transferência de energia do fluido para o cilindro for positiva.

A priori, a frequência de desprendimento de vórtices não está relacionada com a frequência de oscilação do cilindro. Bishop e Hassan (1964) descobriram, porém, que dependendo do valor da frequência de oscilação forçada, a frequência de desprendimento de vórtices pode ser “capturada” pela primeira. Esse fenômeno é denominado de *lock in*.

Outro efeito curioso é que quando a frequência de oscilação fica próxima da frequência de desprendimento de vórtices a fase ϕ varia abruptamente. A figura 3.3, retirada de Bearman (1984), ilustra essa variação.

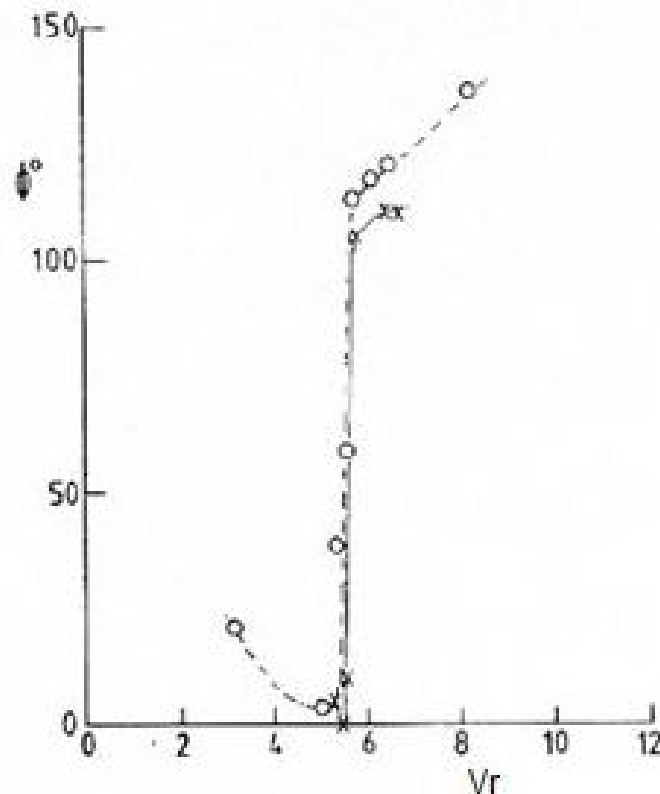


Figura 3.3: Variação de ϕ com a velocidade reduzida. Adaptado de Bearman (1984)

Caso a frequência de oscilação forçada não seja próxima da frequência de desprendimento de vórtices, ou seja, não esteja na faixa de *lock in*, o comportamento é típico de um oscilador não linear forçado a oscilar, ou seja, o comportamento é caracterizado por batimento.

A figura 3.4(b) ilustra um gráfico onde o fenômeno de *lock in* está bem definido. Pode-se notar que até a velocidade reduzida de 12 a frequência de desprendimento de vórtices está presa à frequência natural do sistema. Quando o fenômeno de desprendimento de vórtices sai do *lock in* nota-se que o ramo inferior da curva $A/d \times V_r$ acaba.

Considerando o caso de cilindros livres para oscilar tem-se que, agora, a posição do cilindro não é mais definida. A modelagem deste sistema é completamente análoga a modelagem de um sistema massa-mola-amortecedor.

Experimentos baseados na abordagem de cilindros livres medem a amplitude do deslocamento na direção transversal ao escoamento em função da velocidade reduzida, definida pela equação 3.5.

$$V_r = \frac{U_\infty}{f_n d} \quad (3.5)$$

Após introduzir alguns conceitos da abordagem de cilindros oscilando forçadamente e de cilindros livre para oscilar pode-se fazer uma análise crítica dessas abordagens.

A vantagem de se utilizar cilindros oscilando forçadamente é que o número de parâmetros a serem medidos é menor que no caso de um cilindro livre para oscilar. Por outro lado as medições fornecem medidas indiretas do fenômeno de VIV. Outra vantagem desta abordagem é a possibilidade de se estudar a formação de vórtices em situações onde o fenômeno de VIV não ocorreria devido à energia transferida para o cilindro ser negativa, ou seja, o cilindro está fornecendo energia para o fluido e não o contrário. Essa possibilidade permite analisar esteiras de vórtices que não seriam obtidas no caso de um cilindro livre para oscilar.

A grande vantagem dos experimentos realizados com cilindros montados em bases elásticas onde se permite ao cilindro oscilar livremente é que as medições são diretas e o fenômeno de VIV é analisado na sua forma real.

3.3.1 Resultados para cilindros livres

Ao longo da revisão bibliográfica o aluno se dedicou a análise dos resultados de cilindros livres para oscilar, visto que esta será a abordagem adotada neste trabalho.

Um resultado muito importante para a abordagem de cilindros livres para oscilar foi obtido por Jauvtis e Williamson (2003). Estes pesquisadores concluíram que cilindros livres para oscilar em duas direções apresentam as mesmas características básicas dos resultados obtidos para oscilações em apenas um sentido. Esta conclusão válida, então, os abundantes resultados obtidos anteriormente por outros pesquisadores que analisaram apenas a oscilação na direção transversal ao escoamento.

Ensaio com cilindros montados em base elástica fornecem o gráfico $A/d \times V_r$. Um exemplo desse tipo de gráfico é apresentado na figura 3.4(a), retirada de Williamson e Govardhan (2004). No gráfico, f^* representa a frequência adimensionalizada, função da frequência natural de oscilação do cilindro em água, f_n , e da frequência real de oscilação, f .

$$f^* = \frac{f}{f_n} \quad (3.6)$$

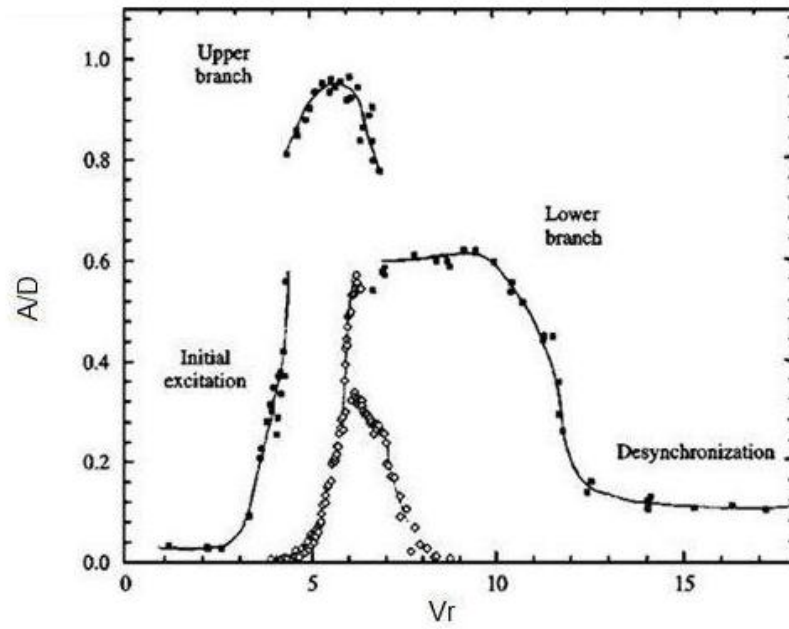
Na mesma figura pode-se notar a existência de três ramos, o inicial (*initial branch*), o superior (*upper branch*) e o inferior (*lower branch*).

O pulo no valor da amplitude adimensionalizada do ramo inicial para o ramo superior se dá devido a mudança do modo de desprendimento de vórtices. No ramo inicial a esteira de vórtices é do tipo 2S, já no ramo superior a esteira é do tipo 2P. Isso pode ser visto na figura 3.5, retirada de Williamson e Govardhan (2004).

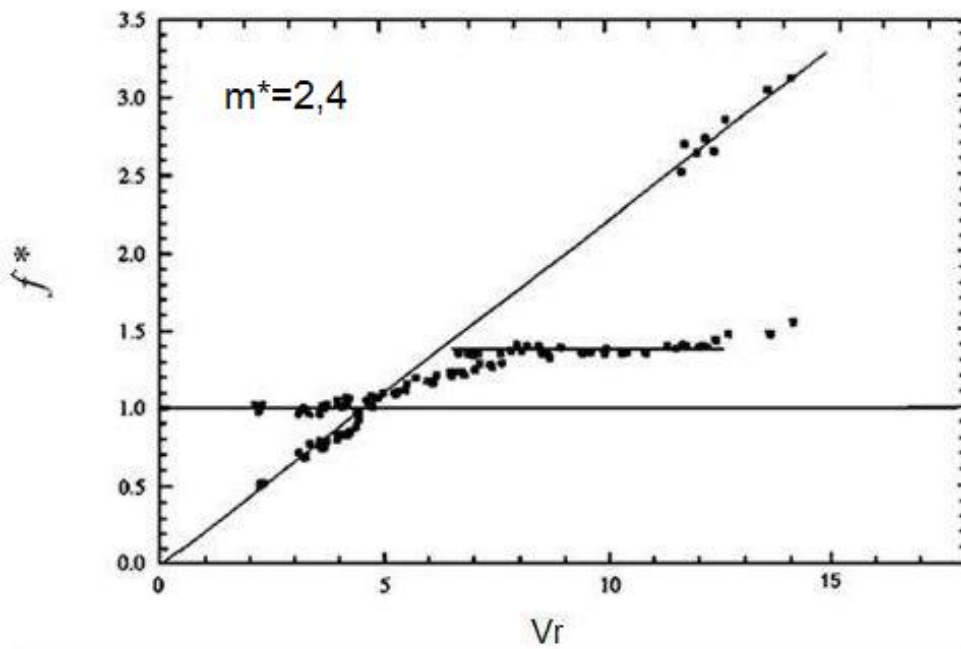
A figura 3.6, retirada de Govardhan e Williamson (2000), ilustra também outra característica do fenômeno de VIV, sendo esta a histerese. Caso os experimentos sejam feitos aumentando-se a velocidade reduzida a curva $A/d \times V_r$ seguirá por um caminho. Caso os experimentos sejam feitos diminuindo-se a velocidade reduzida a curva terá outra forma.

Analisando a figura 3.6 pode-se notar a influência da massa adimensional vezes o fator de amortecimento. Caso esse produto seja elevado, tal como nos experimentos realizados por Feng (1968), ver círculos vazios na figura 3.4(a), o terceiro ramo não fica claro. Tem-se a impressão de que existem apenas dois ramos. Caso este valor seja baixo os três ramos citados anteriormente ficam bem definidos.

Concluindo esta análise dos resultados experimentais é importante focar no comportamento da curva $A/d \times V_r$, saber que esta curva possui comportamento histerético e que sua forma é função de $m^* \zeta$. Outra característica importante é sua faixa de *lock in*, onde o fenômeno de VIV ocorre.



(a)



(b)

Figura 3.4: (a) Curva $A/d \times V_r$ (b) gráfico f^* versus V_r , adaptado de Williamson e Govardhan (2004)

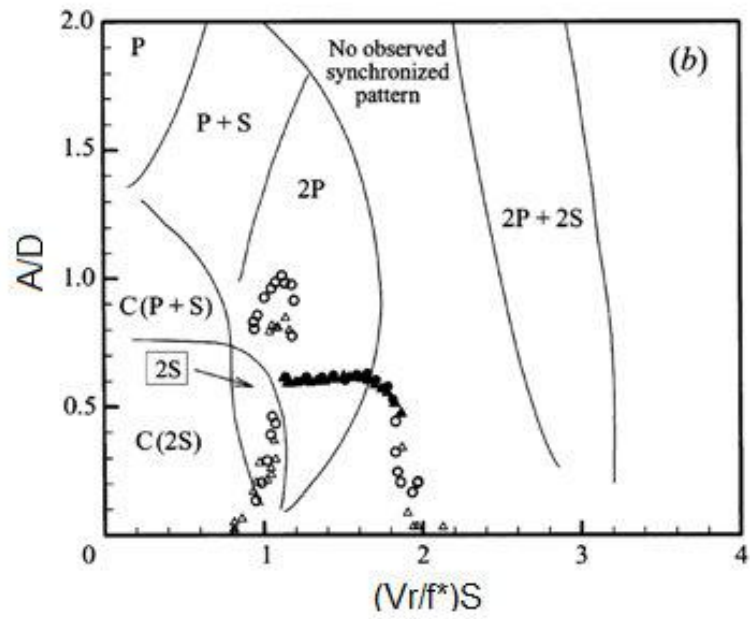


Figura 3.5: Posição dos ramos inicial e superior nos tipos de esteira de vórtices, adaptado de Williamson e Govardhan (2004)

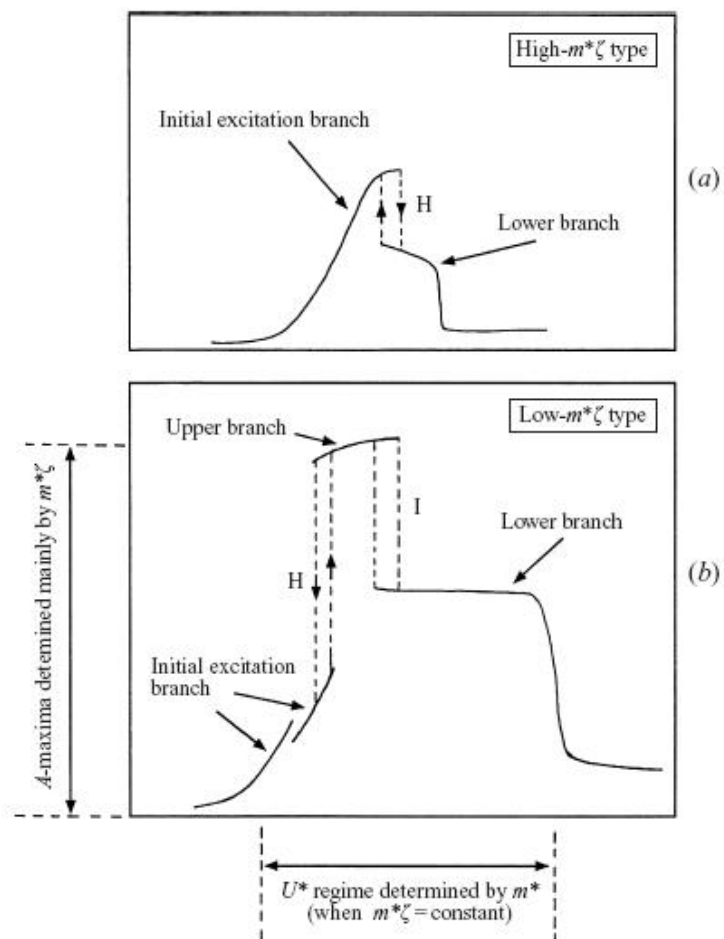


Figura 3.6: Fenômeno de histerese em VIV, retirado de Govardhan e Williamson (2000)

4 PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DOS SENSORES

Na visão do aluno, conhecer o princípio de funcionamento dos sensores empregados nos ensaios é muito importante. Tal conhecimento ajuda a entender como se dá o processo de medição, quais são as limitações físicas do equipamento e quais as hipóteses foram assumidas em sua modelagem.

Este capítulo apresentará, de forma breve e simples, os princípios de funcionamento dos sensores e sistemas de medição empregados no estudo experimental do aluno.

4.1 Ponte de Wheatstone

A ponte de Wheatstone é um circuito elétrico muito empregado em instrumentos de medição. As primeiras publicações a respeito deste circuito remontam a 1833 quando Samuel Christie empregou uma montagem similar em algumas de suas experiências. Em 1843 Sir Charles Wheatstone apresenta um trabalho descrevendo seus estudos a respeito da referida montagem que atualmente recebe seu nome.

De forma bem simples, a ponte de Wheatstone é a associação de cinco resistências elétricas, tal como indicado na figura 4.1, retirada de Wright (1995).

As diferenças de potencial elétrico entre os pontos C e D, B e D são dados pelas equações 4.1 e 4.2, respectivamente.

$$V_{CD} = \frac{R_2}{R_1 + R_2} V \quad (4.1)$$

$$V_{BD} = \frac{R_3}{R_3 + R_4} V \quad (4.2)$$

Desta forma, a diferença de potencial elétrico entre B e C pode ser calculada pela expressão 4.3.

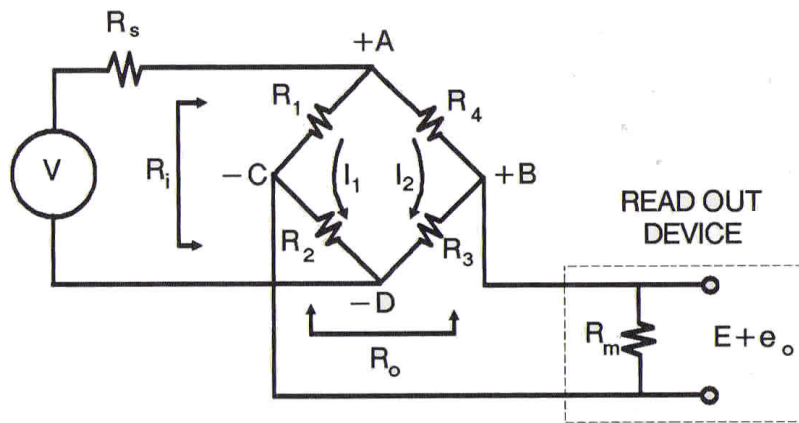


Figura 4.1: Ponte de Wheatstone, retirado de Wright (1995)

$$V_{BC} = V_{BD} - V_{CD} = \frac{R_2}{R_1 + R_2} V - \frac{R_3}{R_3 + R_4} V = \left(\frac{R_1 R_3 - R_2 R_4}{(R_1 + R_2)(R_3 + R_4)} \right) V \quad (4.3)$$

Nota-se da equação 4.3, que se $R_1 R_3 = R_2 R_4$, então $V_{BC} = 0$. A esta condição denomina-se ponte balanceada. Caso exista uma pequena variação de resistência em qualquer um dos quatro braços da ponte, haverá uma tensão e_o entre os terminais B e C. Esta tensão surge quando a ponte está desbalanceada e pode ser aproximada pela equação 4.4.

$$\frac{e_o}{V} \simeq \frac{1}{4} \left(\frac{\Delta R_1}{R_1} - \frac{\Delta R_2}{R_2} + \frac{\Delta R_3}{R_3} - \frac{\Delta R_4}{R_4} \right) \quad (4.4)$$

Os termos ΔR representam pequenas variações no valor de R . A equação 4.4 é, na verdade, mais complicada e envolve correções não lineares. Não pertence ao escopo deste trabalho apresentar toda a modelagem a respeito da ponte de Wheatstone, mas sim apresentar o princípio de funcionamento do sensor, desta forma, equações simplificadas são apresentadas.

O princípio de funcionamento da ponte de Wheatstone baseia-se em medir o valor de e_o e então relacioná-lo com as variações de ΔR . Existem diversas montagens para ponte de Wheatstone e, em cada uma, alguns resistores estão sujeitos a essa variação. O valor da resistência de um fio, por exemplo, pode ser determinado pela equação 4.5, onde ρ é a resistividade do material do fio, L é o seu comprimento e A a área da seção transversal do fio.

$$R = \frac{\rho L}{A} \quad (4.5)$$

Caso uma das resistências da ponte seja deformada mecanicamente, tracionada, por exemplo, sua resistência elétrica irá mudar, pois tanto L como A serão alterados. Conhecendo-se as propriedades mecânicas do material da resistência, pode-se relacionar a variação de comprimento com a variação de área e desta forma relacionar ΔR apenas com ΔL . O objetivo destas relações é determinar qual foi a deformação da resistência em função da tensão elétrica e_o medida.

A ponte de Wheatstone é um sensor muito comum e versátil, pois pode ser empregada em diversas áreas, desde medição de temperatura e deformações locais em estruturas até acelerações. No caso de termômetros, a ponte de Wheatstone pode ser usada para medir a dilatação de uma haste metálica cujo coeficiente de dilatação é conhecido. Em medidores de deformação, a ponte é usada diretamente para determinar variações de comprimento local. No caso de acelerômetros pode-se medir as deformações de pequenas hastes usadas para suportar massas e desta forma medir a força aplicada nas massas. Mais sobre acelerômetros será apresentado adiante.

4.2 Trena laser

O princípio de funcionamento da trena laser ODSL8 é denominado triangulação.

O sensor óptico possui um diodo de laser, chamado de transmissor, que emite um feixe de luz que incide na superfície do objeto cuja distância se deseja medir. O reflexo desse feixe passa por lentes e incide sobre receptores que avaliam sua intensidade.

O princípio básico de funcionamento do sensor óptico baseia-se no fato que se a posição do alvo mudar então a intensidade, ou melhor, a distribuição da intensidade do feixe refletido captado pelos receptores também mudará. Para cada distribuição de intensidade pode-se determinar um comprimento x que está associado a um ângulo α , como ilustrado na figura 4.3.

Há dois tipos de triangulação de reflexão: a difusa e a regular. A diferença está na maneira como o receptor calcula a distância, fato que depende, principalmente, da superfície com a qual se está trabalhando.

Quando a superfície em questão possui um alto grau de reflectividade, o melhor método passa a ser o da triangulação de reflexão regular, ou especular, que consiste na medida da distância a partir de um deslocamento da posição em que o laser refletido atinge o receptor. Como o ângulo de incidência é igual ao ângulo de reflexão é possível calcular a distância

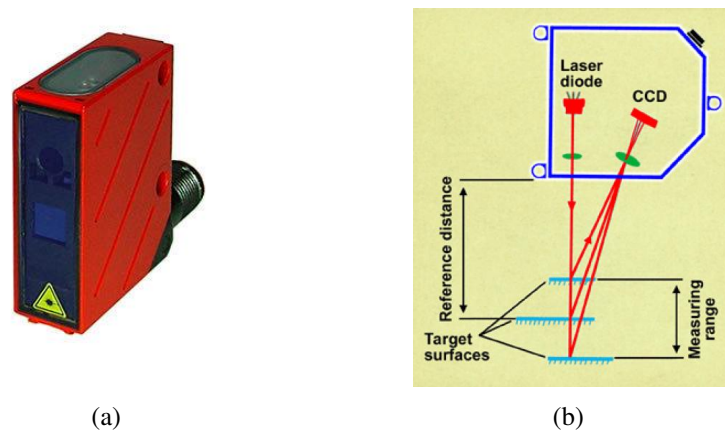


Figura 4.2: (a) Sensor óptico ODSL8 (b) esquema de funcionamento

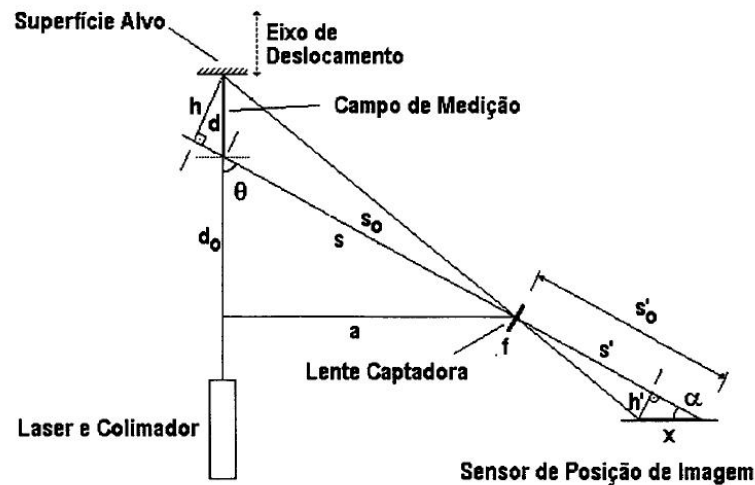


Figura 4.3: Esquema detalhado de triangulação normal, retirado de Stefani (1995)

desejada.

O elemento crítico em um sensor óptico é o receptor, e existem 2 tipos: O PSD (Position Sensitive Device) e CCD (Charge Coupled Device).

O primeiro e mais desatualizado é o método PSD, Positioning Sensitive Device. O segundo, que começou a ser utilizado já na década de 80, denomina-se CCD, Charge Coupled Device.

A tecnologia CCD foi criada como uma sucessora da tecnologia PSD. Muitas das antigas limitações encontradas por usuários de sensores PSD, como alterações nas medições dependendo da iluminação local, perpendicularidade em relação à superfície medida, cor e textura foram, satisfatoriamente, atenuadas com a tecnologia CCD.

A grande evolução da tecnologia CCD deve-se ao fato de esta ser uma tecnologia digital, o que permite ao sensor fazer compensações e processamento do sinal adquirindo nos pixels do receptor.

Da figura 4.3 pode-se determinar a distância a ser medida d em função dos demais parâmetros geométricos do sensor e da montagem.

$$d = \frac{A x}{(B - x)} \quad (4.6)$$

$$A = \frac{d_0 - f \cos \theta}{\cos^2 \theta} \quad (4.7)$$

$$B = \frac{f \tan \theta}{\sin \alpha} \quad (4.8)$$

Nas equações acima, f é a distância focal da lente receptora. Demais comprimentos e ângulos são definidos na figura 4.3.

Mais a respeito da técnica de triangulação a laser pode ser encontrada em Stefani (1995).

4.3 Célula de carga

Células de carga são sensores empregados na medição de forças e torques. Tais sensores consistem em um corpo de geometria bem definida no qual *strain gages* são colados.

Strain gages são pontes de Wheatstone na qual um das resistências consiste em um filamento esticado. Quando o corpo é submetido a um determinado carregamento ele se deforma, esticando ou comprimindo o filamento, que seguirá o comportamento da região na qual foi colado. A variação de comprimento e área do filamento muda sua resistência elétrica, implicando no desequilíbrio da ponte de Wheatstone. Pode-se, desta forma, relacionar a diferença de potencial medida com o carregamento aplicado ao corpo.

O formato do corpo e a posição onde os *strain gages* são colados são escolhidos de forma a ampliar deformações em algumas direções e minimizá-las em outras. Como um exemplo pode-se considerar uma célula de carga que mede forças aplicadas apenas em uma direção. O corpo escolhido para tal deve possuir baixa rigidez na direção desejada e elevada rigidez nas demais, de forma a forças aplicadas em outras direções causarem pouca ou quase nenhuma



Figura 4.4: Célula de carga (a) mono-direcional tipo S (b) de seis eixos, retiradas de www.atia.com

deformação do corpo.

Existem células de carga que medem apenas forças aplicadas em uma apenas direção e outras capazes de medir forças nas três direções espaciais e também o momento em cada uma delas. Estas últimas são definidas como sensores de seis eixos e seu formato é complexo, quando comparado a geometria das células mono-direcionais. A figura 4.4(a) ilustra uma célula de carga mono-direcional do tipo S e a figura 4.4(b) ilustra um sensor com seis eixos.

Células de carga podem ser encontradas para diversas faixas de medição. Fundos de escala podem variar de poucas de $10^{-1} N$ a $10^6 N$. Os formatos variam em função da carga e da aplicação.

Mais sobre células de carga será apresentado no capítulo 6. Em Korkischko et al. (2005) encontra-se a elaboração e desenvolvimento de uma célula de carga com seis eixos.

4.4 Acelerômetro

Acelerômetros são sensores usados para se medir a aceleração de determinado ponto de uma estrutura. Seu princípio de funcionamento baseia-se na segunda Lei de Newton.

$$F = m a \quad (4.9)$$

Existem diversos modelos de acelerômetros. Alguns, denominados acelerômetros piezoelétricos, possuem um componente piezoelétrico, que pode ser titano-zirconato de chumbo (PZT) ou cristal de quartzo, que quando submetido a uma tensão mecânica produz uma dife-

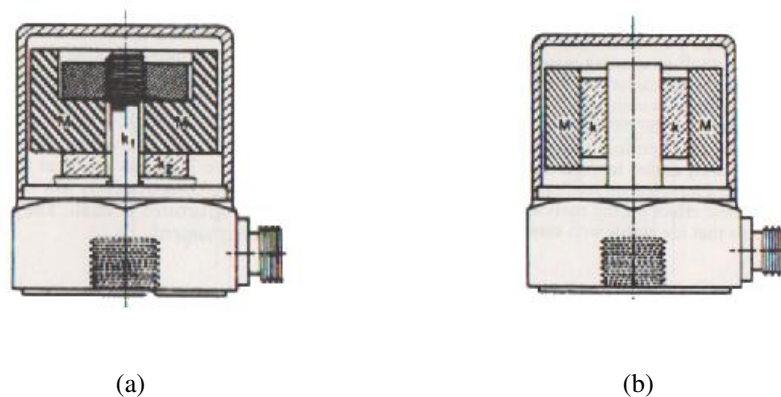


Figura 4.5: Diagrama conceitual de funcionamento de um sensor piezoelétrico de (a) compressão (b) cisalhamento, retirados de Considine (1993)

rença de potencial elétrico. Pode-se, desta forma, associar esta diferença de potencial com a força aplicada. Conhecida a massa inercial montada sobre o componente piezoelétrico, a relação 4.9 permite calcular a aceleração a qual o sensor foi submetido.

Duas configurações são usadas em acelerômetros piezoelétricos. Uma delas considera a compressão do componente piezoelétrico, enquanto a outra considera uma disposição na qual a força inercial necessária para mover a massa causa cisalhamento no componente. Ambas as configurações são ilustradas na figura 4.5.

Existe outro tipo de acelerômetro, denominado piezoresistivo ou de *strain gages*, no qual uma massa é suspensa por uma de suas extremidades. Ao oscilar esta comprime alguns *strain gages* e traciona outros, desbalanceando, desta forma, uma ponte de Wheatstone. Pode-se relacionar a diferença de potencial da ponte com a força inercial, e esta com a aceleração do sensor. A figura 4.6 ilustra esse princípio de funcionamento.

4.5 Anemômetro de filme quente

4.5.1 O sensor

Uma das técnicas empregadas na medição da velocidade do escoamento é a anemometria de fio quente. Esta técnica consiste, de maneira simplificada, em relacionar a transferência de calor de um fio para o escoamento no qual ele está imerso com a velocidade relativa do escoamento. A figura 4.7 ilustra um anemômetro de fio quente.

O fio encontra-se sobre uma diferença de potencial que induz uma corrente elétrica.

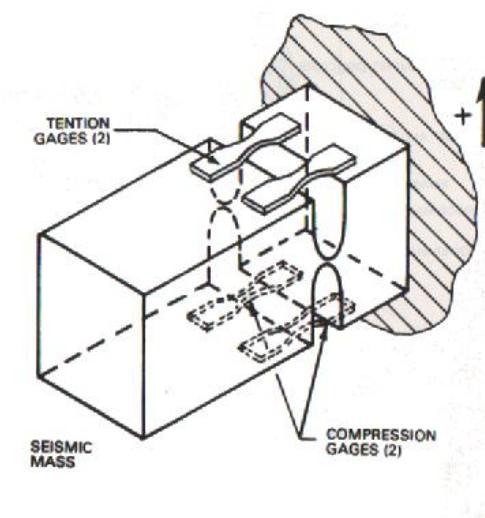


Figura 4.6: Esquema simplificado de acelerômetro do tipo piezoresistivo, retirado de Considine (1993)

Esta, por sua vez, gera calor através do efeito Joule. A potência térmica é fornecida ao fluido, numa taxa que função da velocidade do escoamento, logo é possível relacionar a diferença de potencial elétrico nas extremidades do fio com a velocidade do escoamento no qual a sonda está imersa.

Existem duas maneiras de se realizar o controle da diferença de potencial da ponte de Wheatstone. Uma delas se dá através de um controle por corrente elétrica contínua (CCA) e a outra através do controle da temperatura do fio (CTA).

A figura 4.8 ilustra, retirada de Eguti (2005), ilustra a cadeia de medição típica de um anemômetro do tipo CTA.

4.5.2 Princípio físico e modelagem matemática

O escoamento ao redor do filamento aquecido propicia transferência de calor entre eles. Mais de um mecanismo de troca ocorre, ainda que nem todos contribuam com a mesma intensidade. A figura 4.9 ilustra um modelo simplificado de um anemômetro de filme quente.

Considerando o balanço de energia através do volume de controle que envolve um elemento infinitesimal do filamento, tem-se:

$$d\dot{Q}_e = d\dot{Q}_{cf} + d\dot{Q}_c + d\dot{Q}_r + d\dot{Q}_a \quad (4.10)$$

Da equação 4.10 o termo $d\dot{Q}_e$ representa a taxa de geração de energia térmica pelo



Figura 4.7: Sonda de anemômetro de fio quente, retirada de Eguti (2005)

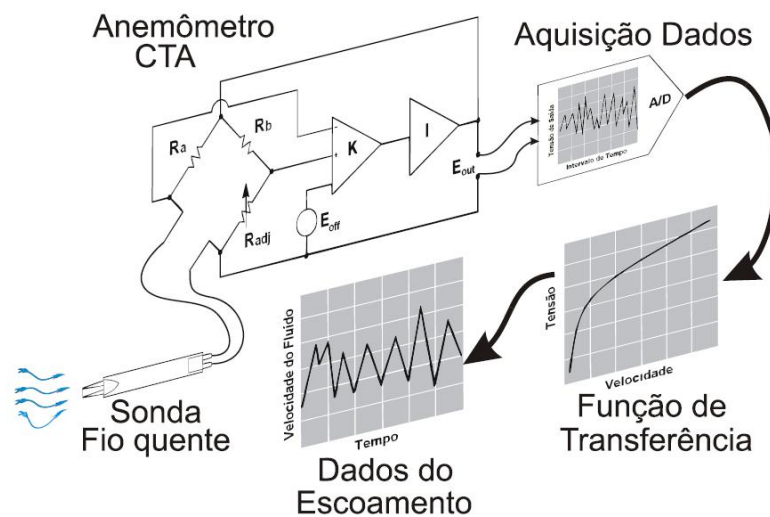


Figura 4.8: Cadeia de medição do anemômetro tipo CTA, retirada de Eguti (2005)

efeito Joule. Esta quantidade é desenvolvida na equação 4.11 . O termo $d\dot{Q}_{cf}$ representa a transferência de energia por convecção forçada, $d\dot{Q}_c$ a taxa de transferência de energia por condução, $d\dot{Q}_r$ a taxa de transferência de energia por radiação e, finalmente, $d\dot{Q}_a$ a acumulação de energia térmica. Cada uma dessas grandezas é desenvolvida nas equações

$$d\dot{Q}_e = \frac{I^2 \rho_f}{A_f} dx \quad (4.11)$$

$$d\dot{Q}_{cf} = \pi d h (T_f - T_s) dx \quad (4.12)$$

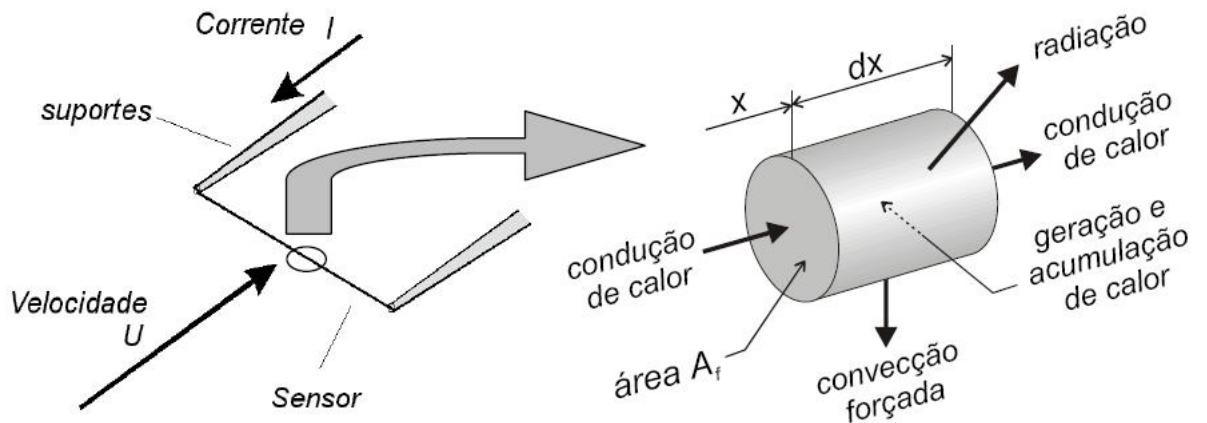


Figura 4.9: Transferência de calor em um elemento infinitesimal de um filamento aquecido

$$d\dot{Q}_c = -k_f A_f \frac{\partial T_f}{\partial x} - A_f \frac{\partial}{\partial x} \left(k_f \frac{\partial T_f}{\partial x} \right) dx \quad (4.13)$$

$$d\dot{Q}_r = \pi d \sigma \varepsilon (T_f^4 - T_{amb}^4) \quad (4.14)$$

$$d\dot{Q}_a = \rho c A_f \frac{\partial T_f}{\partial t} dx \quad (4.15)$$

A tabela 4.1 apresenta os símbolos usados nas equações 4.11 até 4.15.

Tabela 4.1: Símbolos usados na modelagem no anemômetro de fio quente

diâmetro do filamento	d
corrente elétrica que atravessa o filamento	I
resistividade do material do filamento	ρ_f
área da seção transversal do filamento	A_f
coeficiente de convecção térmica	h
coeficiente de condutividade térmica do filamento	k_f
temperatura do fluido	T_s
temperatura do filamento	T_f
temperatura do fluido	T_s
temperatura do ambiente	T_{amb}
constante de Stefan-Boltzmann	σ
emissividade do material do filamento	ε
densidade do material do filamento	ρ
calor específico do material do filamento	c

O modelo completo envolve diversas variáveis e mecanismos de transferência de calor. Usualmente algumas hipóteses são aceitas de forma a simplificar o modelo. Dentre as principais hipóteses simplificadoras estão desprezar a transferência de calor por radiação, desprezar a transferência de calor por condução para os suportes da sonda e considerar a densidade e a temperatura do fluido constantes.

Mais informações a respeito do princípio de funcionamento de um anemômetro de fio/filme quente pode ser encontrado em Eguti (2005). Este autor estuda o princípio de funcionamento, desenvolve o circuito eletrônico do sensor e apresenta diversas formas de realizar sua calibração.

4.6 Sistema PIV

O sistema PIV (*particle image velocimetry*) é uma técnica de medição não-intrusiva de campo de velocidade de escoamentos que se baseia na comparação de fotos em dois instantes de tempo. Esta técnica permite determinar o campo de velocidade instantâneo em uma região, independente do tipo de escoamento que se desenvolva nela.

O princípio básico de funcionamento do sistema PIV é fotografar o escoamento e então comparar as imagens obtidas de forma a se determinar a velocidade local de cada ponto, ou melhor, de pequenas regiões, dentro do escoamento. Para visualizar o escoamento, pequenas partículas são adicionadas ao escoamento. Essas partículas são iluminadas por uma fonte de luz forte, geralmente um feixe laser.

O sistema PIV é apenas um entre três sistemas de visualização de escoamento que se baseia no mesmo princípio. A diferença entre esses sistemas é a densidade de partículas e como isso influi na análise das fotos. Para uma elevada concentração de partículas tem-se o sistema LSV (*laser speckle velocimetry*) e para uma baixa concentração tem-se o sistema PTV (*particle tracking velocimetry*). O sistema PIV possui alta concentração de partículas, porém intermediária entre os outros dois sistemas. A figura 4.10 ilustra a diferença entre a concentração de partículas para os três sistemas.

Um dos parâmetros mais importantes no sistema PIV é o intervalo de tempo δt entre os pulsos de laser, pois ele determina quais são as velocidades mínima e máxima que podem ser medidas no ensaio. Esse intervalo é determinado em um ensaio preliminar verificando qual é a velocidade ao longe em pixels por segundo. A faixa ideal é que a velocidade do campo não perturbado seja de 5 a 8 *pixels/s*.

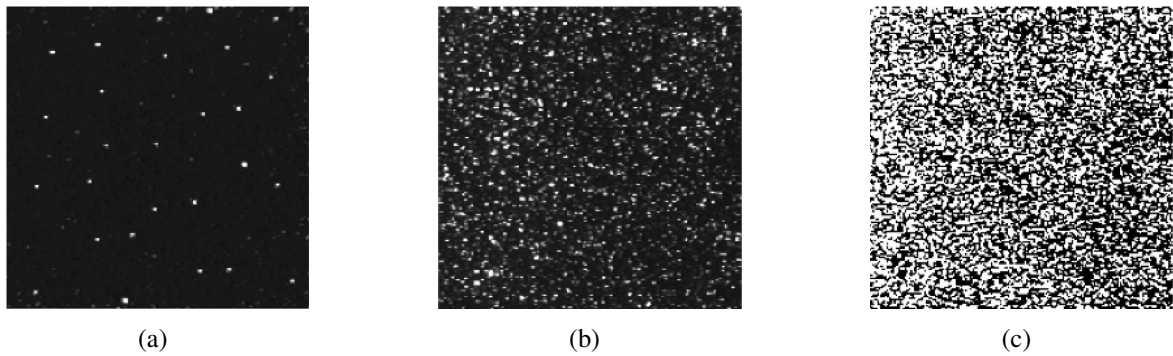


Figura 4.10: Concentração de partículas nos sistemas (a) PTV (b) PIV (c) LSV

Outro parâmetro fundamental para este ensaio é a capacidade das partículas espalharem luz. Caso o espalhamento seja ruim a fonte laser precisa ser mais potente, ou as câmeras mais sensíveis. Ambas as soluções aumentam o custo do ensaio pois envolvem equipamentos mais potentes e precisos.

Para que o ensaio apresente resultados próximos a realidade é preciso que as partículas acompanhem o escoamento. Para isso é preciso que elas tenham densidade próxima a da água para que não sejam muito afetadas pelo empuxo e que sigam o escoamento sem apresentar escorregamento. A velocidade medida pela técnica é a das partículas imersas no fluido, não deste em si, logo assume-se como hipótese que não há escorregamento.

Obtidas as fotos do escoamento, realiza-se correlação estatística da intensidade luminosa de cada pixel da imagem. Esta correlação é feita segundo a equação 4.16. O procedimento numérico empregado para determinação da correlação estatística otimizado envolve procedimentos numéricos complexos que não serão tratados aqui.

$$C(r, s) = \sum_i^{N_i} \sum_j^{N_j} I(i, j) I_2(i - r, j - s) \quad (4.16)$$

Obtido o mapa de correlação estatística identificam-se os picos de correlação em cada região denominada área de interrogação. Diversas técnicas podem ser aplicadas para se determinar o pico de correlação. Uma delas determinar o pico como sendo o centróide da intensidade, ou seja, a média ponderada da posição com a intensidade. Outras técnicas empregam a interpolação do campo por curvas gaussianas e parabólicas e determina-se o pico como o ponto máximo dessas curvas.

Realizada esta primeira etapa do processamento da imagem, realiza-se um segundo processamento que elimina os chamados vetores espúrios, que apresentam intensidade, direção

ou sentido completamente diferentes dos vetores que o rodeiam. Estes vetores são oriundos de picos de correlação misturados com picos de ruído. Por fim, pode-se realizar um pós processamento do resultado de forma a obter os campos de vorticidade e linhas de corrente do escoamento, por exemplo.

A figura abaixo apresenta quatro etapas do processamento da imagem, partindo da foto do escoamento até o resultado do pós processamento. A figura 4.11(a) apresenta a foto do escoamento, sem nenhum processamento. A imagem 4.11(b) ilustra o resultado do processamento da imagem anterior. O campo vetorial ilustrado na figura 4.11(c) releva o resultado da eliminação dos vetores espúrios. Por fim, a figura 4.11(d) apresenta o resultado do pós processamento da imagem e revela o campo de vorticidade do escoamento no instante em que a foto foi tomada.

Cabe aqui uma observação: por “foto” deve-se entender o par de fotos tiradas com uma pequena defasagem, visto que apenas uma imagem não poderia indicar a direção do escoamento e a análise de correlação não faria sentido. A foto ilustrada em 4.11(a) é apenas uma dessas imagens. Após o processamento cada par de fotos gerará um campo de velocidades médio para aquele intervalo de tempo.

Dentre as principais fontes de erro do método de visualização PIV pode-se citar os seguintes itens:

- erro aleatório causado pelo ruído
- erro de aproximação devido ao processamento de identificação do pico de correlação
- erro devido aos gradientes de velocidade dentro das áreas de interrogação
- erro devido ao escorregamento das partículas no escoamento
- erro de aceleração
- erro de paralaxe causado quando a câmera não está posicionada de forma ortogonal ao plano iluminado pelo feixe laser

O erro de aceleração ocorre devido a variação da velocidade ao longo do tempo. A velocidade medida pelo método é a velocidade média entre os dois instantes de tempo fotografados, logo caso a aceleração naquela região seja muito alta a velocidade medida poderá diferir tanto em módulo quanto em direção e sentido da velocidade em cada um dos instantes registrados.

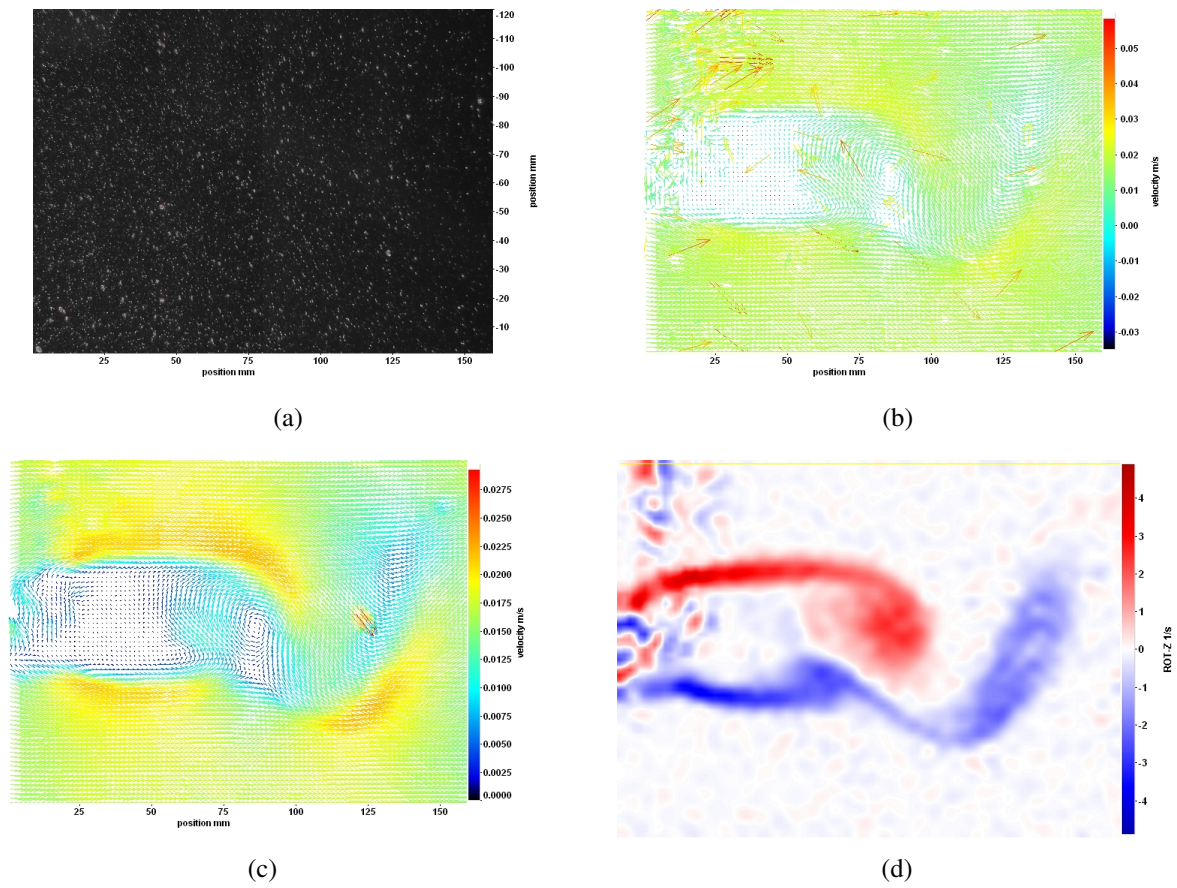


Figura 4.11: Etapas do processamento de imagens do sistema PIV (a) foto do escoamento (b) campo de velocidade antes da eliminação dos vetores espúrios (c) campo de velocidades após filtro (c) campo de vorticidade

PARTE II

DESENVOLVIMENTO DA BASE ELÁSTICA E SELEÇÃO DA CÉLULA DE CARGA

5 DESENVOLVIMENTO DE UMA BASE ELÁSTICA PENDULAR COM DOIS GRAUS DE LIBERDADE

5.1 Introdução

Projetar a base elástica consistia em determinar quais eram as necessidades que a base elástica deveria atender e então, com base nessas necessidades, desenvolver uma solução, estudá-la com modelos matemáticos, adaptá-la aos recursos dos fornecedores e por fim especificar todos os seus componentes.

Duas soluções foram analisadas, sendo estas o modelo “4 fios” e o modelo pendular. Feitos os modelos matemáticos de cada base e uma análise dos prós e contras de cada solução, uma delas foi selecionada. Após a seleção, o aluno se dedicou ao projeto de cada componente da base. Alguns destes foram fabricados na oficina da Escola Politécnica da USP, enquanto que outros foram adquiridos pelo laboratório. Os detalhes de cada componente serão fornecidos nas próximas seções.

A base elástica “4 fios”, ilustrada na figura 5.1, foi baseada na base elástica pendular utilizada por Jauvtis e Williamson (2003). Esta segunda idéia para a base elástica, apresentada pelas figura 5.2 e 5.3, foi inspirada na base elástica desenvolvida por Gustavo Ássi no Imperial College.

5.2 Modelagem Matemática das bases elásticas

5.2.1 Modelagem base elástica 4 fios

Para esta modelagem são feitas as seguintes hipóteses:

- A força de tração em todos os cabos é igual.
- O cilindro se movimenta apenas no plano xy e não apresenta rotações.

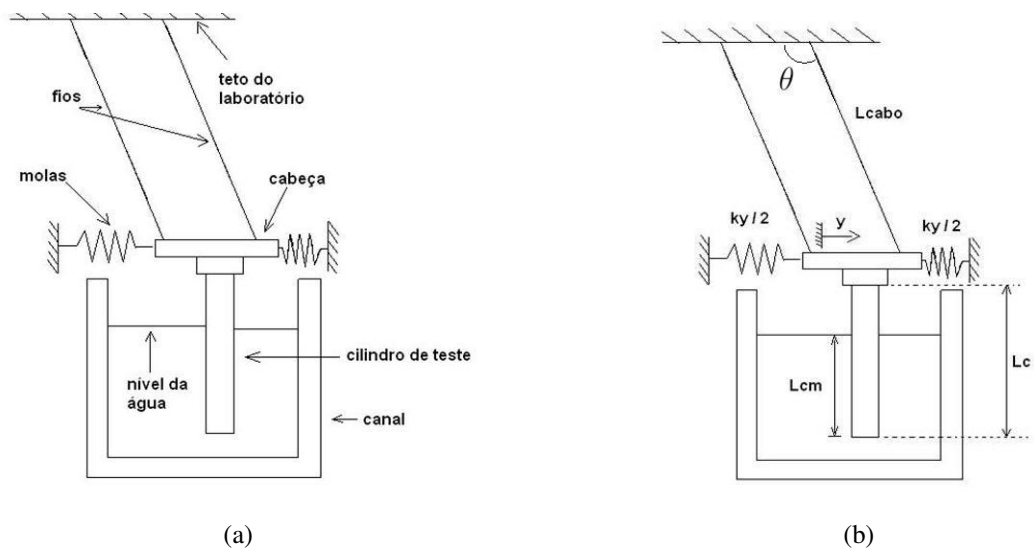


Figura 5.1: Base elástica 4 fios

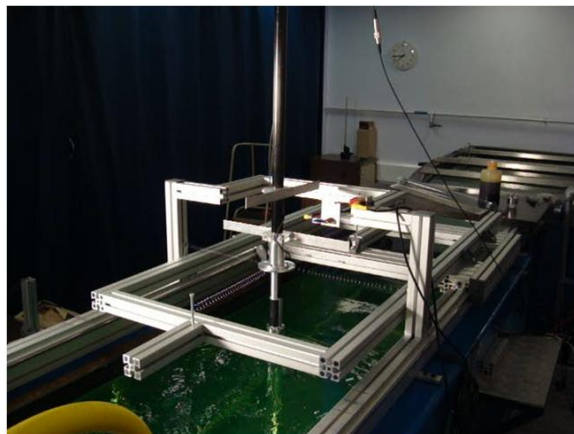


Figura 5.2: Base elástica desenvolvida por Gustavo Ássi e instalada no Imperial College

- As oscilações são de baixa magnitude $x \ll L_{cabo}$ e $y \ll L_{cabo}$.
- Não há interação entre as molas, ou seja, as molas só aplicam força nas suas respectivas direções.
- Os cabos possuem massa desprezível.

Uma consequência da terceira hipótese é o desacoplamento entre o movimento nas direções x e y . Todas as equações válidas para uma direção também o são para a outra. Desta forma, a presente modelagem visará apenas o movimento na direção y , transversal ao escoamento.

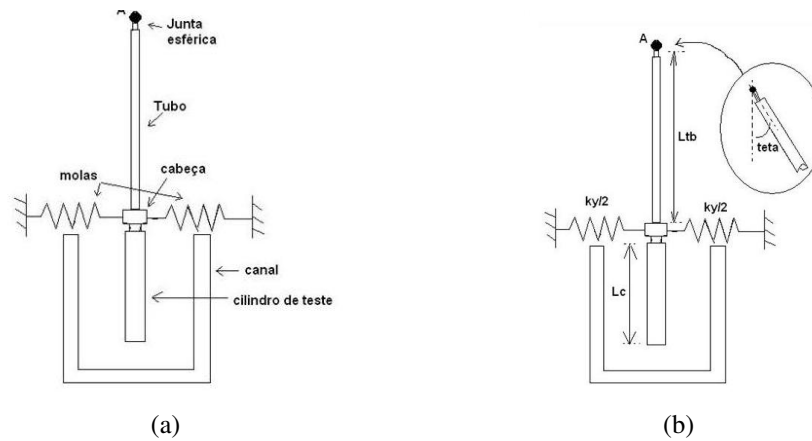


Figura 5.3: Esquema simplificado da base elástica articulada

Aplicando o teorema do movimento do baricentro (TMB), tem-se:

$$m_t \ddot{y} = -k_y y - c \dot{y} - T \sin \theta + F_{fluido-y} \quad (5.1)$$

Na equação 5.1, m_t é a massa total da base elástica, k_y é a constante elástica equivalente nesta direção, $F_{fluido-y}$ é a decomposição da força hidrodinâmica na direção y , T é a força resultante das quatro forças de tração em todos os cabos.

A força T pode ser aproximada pela resultante das forças na direção vertical, desta forma:

$$T \simeq m_t g - m_a g = g \left(m_t - \frac{L_{cm} d \rho_w}{4} \right) \quad (5.2)$$

Na equação 5.1 o termo $\sin \theta$ pode ser substituído por y/L_{cabo} . Falta ainda determinar a força $F_{fluido-y}$. Khalak e Williamson (1996) separaram as forças aplicadas pelo fluido no cilindro como sendo de duas naturezas: uma viscosa e outra não viscosa.

$$F_{fluido} = F_{viscoso} + F_{nao viscoso} \quad (5.3)$$

A força viscosa é aproximada pela equação 5.4. Nesta equação C_L representa o coeficiente de sustentação.

$$F_{viscoso} = \frac{1}{2} \rho_w C_L d L_m U_\infty^2 \quad (5.4)$$

$$F_{nao viscoso} = -m_a \ddot{y} \quad (5.5)$$

A parcela da força não viscosa pode ser entendida como a força necessária para empurrar o fluido ao mesmo tempo que se empurra o corpo. Quando um corpo está sujeito a uma força ele apresenta uma aceleração dada por $\ddot{x} = F/m$. Caso este corpo esteja imerso, a aceleração

que ele apresentaria seria menor. Pensando na energia cinética envolvida, para a mesma força F aplicada durante um deslocamento infinitesimal dx o trabalho desta força $F dx$ que antes era convertido apenas na energia cinética do corpo, agora deverá ser dividido em uma parcela que será a energia cinética do corpo e em outra parcela, que representa a energia cinética do fluido, que também teve que se mover para que o cilindro apresentasse o deslocamento dx . Essa parcela da energia que o fluido absorve diminui a aceleração do corpo e tem o mesmo efeito caso considerássemos que a massa do corpo fosse maior. A essa quantidade de massa adicionada teoricamente, dá-se o nome de massa adicional potencial, m_a .

A massa adicional pode ser relacionada com a massa de água deslocada através da definição do coeficiente de massa adicional C_a :

$$C_a = \frac{m_a}{m_d} \quad (5.6)$$

Implementando estes resultados na equação 5.1

$$\ddot{y} (m_t + m_a) + \dot{y} c + y \left(k_y + \frac{T}{L_{cabo}} \right) = \frac{1}{2} \rho_w C_L d L_m U_\infty^2 \quad (5.7)$$

A solução da equação homogênea permite determinar a frequência natural do sistema. Para o caso de um sistema massa-mola-amortecedor, tem-se que $\omega = \sqrt{k/m}$, logo, para este caso:

$$\omega_y = \sqrt{\frac{k_y + \frac{T}{L_{cabo}}}{m_t + m_a}} \quad (5.8)$$

Empregando os conceitos de massa adicional, m^* , e C_a :

$$m^* = \frac{m_t}{m_d} \quad (5.9)$$

$$\omega_y = \sqrt{\frac{k_y}{m_t + m_a} + \frac{(m^* - C_a)}{(m^* + C_a)} \frac{g}{L_{cabo}}} \quad (5.10)$$

Deste resultado, nota-se que para valores baixos de m^* o segundo termo dentro da raiz atrapalhará o fenômeno de vibração. Segundo a teoria do escoamento potencial, $C_a = 1$. Uma implicação óbvia deste resultado é que se a massa da base for igual a massa do fluido deslocado, o efeito pendular não existirá.

5.2.2 Modelagem da base elástica articulada

A principal diferença conceitual entre esta base e a anterior é o fato que a estrutura da base irá rotacionar ao redor de um ponto e não transladando. Para esta modelagem é preciso empregar o teorema do momento angular (TMA).

Aplicando este teorema no ponto A, indicado na figura 5.3(b), tem-se:

$$\dot{H}_A = \Sigma \vec{M}_{ext} \quad (5.11)$$

$$J \ddot{\theta} = -M_{peso} - M_{mola} - M_{resistivo} + M_{fluido} \quad (5.12)$$

Na equação 5.12 J representa o momento de inércia de todo o sistema, em relação ao ponto A. O momento da força peso deve considerar a distribuição de massa do tubo do pêndulo e as massas concentradas de peças pequenas. Considerando que cada uma das i peças tenha massa m_i e que o centro de massa desta peça esteja posicionada numa distância L_i , então:

$$M_{peso} = \Sigma m_i g \sin \theta L_i \quad (5.13)$$

O momento aplicado pelas molas é dado pela equação:

$$M_{mola} = k_y L_{tb}^2 \sin \theta \cos \theta \quad (5.14)$$

Pode-se modelar o momento resistivo da seguinte forma:

$$M_{resistivo} = c_{ang} \dot{\theta} \quad (5.15)$$

Considerando que o momento causado pelas forças hidrodinâmicas seja modelado de forma análoga ao caso translacional, tem-se:

$$M_{fluido} = M_{viscosa} + M_{nao viscosa} \quad (5.16)$$

$$M_{nao viscosa} = -J_a \ddot{\theta} \quad (5.17)$$

Na equação 5.17, o termo J_a representa o momento de inércia da massa adicional em relação ao ponto A. Este termo é o análogo rotacional à massa de água adicional. Na equação 5.18, os comprimentos L_c e L_{cm} representam o comprimento total e imerso do cilindro de teste, respectivamente.

$$M_{viscosa} = \frac{1}{2} C_L \rho_w d U_\infty^2 L_{cm} \left(L_{tb} + L_c - \frac{L_{cm}}{2} \right) \quad (5.18)$$

Devido aos baixos valores de y frente ao comprimento do tubo, L_{tb} , o valor do ângulo θ é pequeno. Esse fato permite a aproximação indicada nas equações 5.19 e 5.20

$$\sin \theta = \frac{y}{L_{tb}} \approx \theta \quad (5.19)$$

$$\cos \theta \approx 1 \quad (5.20)$$

Consequências diretas da equação 5.19 são:

$$\dot{\theta} = \frac{\dot{y}}{L_{tb}} \quad (5.21)$$

$$\ddot{\theta} = \frac{\ddot{y}}{L_{tb}} \quad (5.22)$$

Aplicando estes resultados na equação 5.12 e desenvolvendo algum trabalho algébrico, obtém-se:

$$(J + J_a) \frac{\ddot{y}}{L_{tb}} + y \left\{ g \left[\frac{m_{tb}}{2} + m_{cab} + (m_c - m_d) \left(1 + \frac{L_c}{2 L_{tb}} \right) \right] + k_y L_{tb} \right\} + c_{ang} \frac{\dot{y}}{L_{tb}} = \frac{1}{2} C_L \rho_w U_\infty^2 d L_{cm} \left(L_{tb} + L_c - \frac{L_{cm}}{2} \right) \quad (5.23)$$

Na equação 5.2.2, m_{cab} , m_c , m_{tb} representam, a massa da cabeça da base, do cilindro de ensaio e do tubo, respectivamente. Esta equação possui unidade $N m$, desta forma, para que se possa fazer uma analogia com a equação de um sistema massa-mola-amortecedor, cuja dimensão é N , é preciso dividir toda a equação por um comprimento característico do problema. Dividir toda a equação por uma constante não a afeta. Esta passagem é apenas uma manobra algébrica que permitirá futuras definições. Tomando um comprimento arbitrário, L_{eq} como o comprimento característico do problema, obtém-se:

$$(J + J_a) \frac{\ddot{y}}{L_{tb} L_{eq}} + y \left\{ \frac{g}{L_{eq}} \left[\frac{m_{tb}}{2} + m_{cab} + (m_c - m_d) \left(1 + \frac{L_c}{2 L_{tb}} \right) \right] + k_y \frac{L_{tb}}{L_{eq}} \right\} + c_{ang} \frac{\dot{y}}{L_{tb} L_{eq}} = \frac{1}{2} C_L \rho_w U_\infty^2 d \frac{L_{cm}}{L_{eq}} \left(L_{tb} + L_c - \frac{L_{cm}}{2} \right) \quad (5.24)$$

Definindo uma massa equivalente m_{eq} , uma constante elástica equivalente k_{eq} , um coeficiente de amortecimento c_{eq} , a equação 5.2.2, pode ser reescrita como:

$$m_{eq} \ddot{y} + c_{eq} \dot{y} + k_{eq} y = \frac{1}{2} C_L \rho_w U_\infty^2 d \frac{L_{cm}}{L_{tb}} \left(L_{tb} + L_c - \frac{L_{cm}}{2} \right) \quad (5.25)$$

onde:

$$m_{eq} = \frac{(J + J_a)}{L_{tb} L_{eq}} \quad (5.26)$$

$$c_{eq} = \frac{c_{ang}}{L_{tb} L_{eq}} \quad (5.27)$$

$$k_{eq} = \frac{g}{L_{eq}} \left[\frac{m_{tb}}{2} + m_{cab} + (m_c - m_d) \left(1 + \frac{L_c}{2 L_{tb}} \right) \right] + k_y \frac{L_{tb}}{L_{eq}} \quad (5.28)$$

A frequência natural do sistema representado pela equação 5.25 é dada pela equação 5.29.

$$\omega_y = \sqrt{\frac{k_{eq}}{m_{eq}}} \quad (5.29)$$

Finalmente, a frequência natural da base articulada, considerando tanto o efeito pendular quanto elástico, será dada pela equação 5.30.

$$\omega_y = \sqrt{\frac{g}{(J + J_a)} \left[m_{tb} \frac{L_{tb}}{2} + m_{cab} L_{tb} + (m_c - m_d) \left(L_{tb} + \frac{L_c}{2} \right) \right] + \frac{k_y L_{tb}^2}{(J + J_a)}} \quad (5.30)$$

Para determinar a frequência natural do sistema falta determinar qual é o momento de inércia J do sistema. Tal valor pode ser obtido considerando o momento de inércia de cada parte da base.

$$J = J_{tb} + J_{cab} + J_c \quad (5.31)$$

O momento de inércia do tubo, J_{tb} , usado como pêndulo deve considerar a distribuição contínua de sua massa. O mesmo ocorre para o cilindro, J_c . Os demais elementos da base podem ser considerados como massas concentradas, logo:

$$J_{tb} = \frac{m_{tb} L_{tb}^2}{3} \quad (5.32)$$

$$J_c = \frac{m_c L_c^2}{3} + m_c L_{tb}^2 \quad (5.33)$$

$$J_{cab} = m_{cab} L_{tb}^2 \quad (5.34)$$

Cabe a este último momento de inércia considerar o efeito das peças da cabeça, responsável pela conexão do tubo com o cilindro de teste, além de peças auxiliares, tais quais o encaixe para molas e alvos. Tais peças serão detalhadas na seção 5.4.

5.3 Projeto da Base Elástica

5.3.1 Escolha da base elástica

A escolha da base elástica deve visar como cada uma das bases elásticas atende às necessidades do projeto. Faz-se necessário, desta forma, lembrar quais são as principais necessidades:

- A base elástica deve ter uma frequência natural próxima à frequência de desprendimento de vórtices.
- A base elástica deve ter um baixo valor de massa. Se possível $m^* < 2$.

Com relação ao primeiro critério, ambas as bases elásticas o satisfazem, pois a frequência natural da base será ajustada por molas. Este fato faz com que a única diferença entre as bases, com relação a este critério, seja o valor da constante elástica da mola necessário para ajustar a frequência.

Com relação ao segundo critério, uma primeira análise diria que a melhor escolha é a base elástica “4 fios”, pois a massa desta base elástica é, basicamente, a massa da cabeça onde o cilindro de teste seria fixado. A massa dos quatro fios é desprezível perto da massa do cilindro de teste e, desta forma a massa da base seria muito próxima à massa da cabeça.

A base elástica articulada, além da cabeça que conecta o tubo ao cilindro de teste, precisa de um tubo com cerca 2,5 metros de comprimento. Ainda que o metal utilizado no tubo tenha uma baixa relação densidade por módulo de elasticidade, ρ/E , a massa do tubo não é menor que 1kg. Toda essa massa é uma desvantagem em relação à base elástica “4 fios”.

Apesar da vantagem de menor massa, a base “4 fios” apresenta uma falha crítica. Esta base não possui nenhuma restrição de movimento na direção vertical, no sentido para cima. Isso porque os fios, que seriam de nylon, não suportam cargas de compressão, desta forma caso a força de empuxo seja maior que a força peso o cilindro irá boiar. É claro que o caso onde o cilindro bóia é extremamente crítico. Existe toda uma faixa de m^* , ainda crítica, onde o empuxo é suficiente para fazer o cilindro inclinar. Novamente esta situação é crítica.

A base elástica “4 fios” foi inspirada na base elástica usada por Jauvtis e Williamson (2003). A base destes pesquisadores tinha o seu valor de massa adimensional variando de 5 a 25. Estes valores de m^* são muito elevados e ultrapassam em várias vezes o valor máximo desejado para o m^* da base elástica a ser implementada. Este motivo inviabiliza a utilização desta solução, que a principio parecia ideal, mas se mostrou impraticável.

Conclui-se, portanto, que a melhor solução para o problema é a base articulada.

5.3.2 Considerações sobre o tubo a ser usado como pêndulo

Como dito anteriormente o tubo deve ser leve e rígido. Considerando que as forças que atuam no sistema sejam apenas as forças de arrasto e sustentação o tubo estará super-dimensionado com relação a qualquer critério de falha. Ainda assim é importante verificar a sua frequência natural. A hipótese de que o tubo seja rígido está relacionada a esta necessidade de o tubo ter uma alta frequência natural para, desta forma, não interferir com o fenômeno a ser estudado, cuja frequência é próxima a meio Hertz ($0,5 Hz$), para as condições usualmente ensaiadas.

Em Blevins (1979) pode-se obter a expressão que permite estimar a frequência natural de um tubo considerando uma de suas extremidades livre e a outra pinada, que é exatamente o caso de um pêndulo.

$$f_i = \frac{\lambda_i^2}{2\pi L^2} \left(\frac{EI}{m} \right)^{\frac{1}{2}} \quad i = 1, 2, 3... \quad (5.35)$$

Na expressão 5.35 tem-se:

λ_i = constante que depende das condições de contorno

m = densidade linear do tubo

L = comprimento do tubo

E = módulo de elasticidade do material do tubo

I = momento de inércia da seção transversal do tubo

Outra característica importante do tubo é a sua massa. Como objetiva-se realizar os ensaios com um baixo valor da massa adimensional, m^* , é importante que o tubo seja leve. Por esta razão foram analisados como possíveis matérias primas para o tubo a fibra de carbono e o titânio.

Como fornecedores de tubos de fibra de carbono foram estudadas duas empresas fabricantes de remos usados em canoagem. A primeira empresa de fibra de carbono analisada foi a empresa CANOE (www.canoe.com.br), situada no estado de Rio Grande do Sul. Tal empresa oferecia tubos de, no máximo 1,8 metros.

A segunda empresa de fibra de carbono analisada foi a empresa YBYRAPYTANGA (www.ybyrapytanga.com.br). Tal empresa fez um orçamento de um tubo com as dimensões aproximadas de uma polegada (25,4mm) de diâmetro externo e 1/8 de polegada (3 mm) de espessura da parede do tubo. Segundo tal orçamento, o valor do tubo com 2,5m de comprimento

seria de 2800 reais.

Como fornecedor de tubos de titânio apenas uma empresa foi analisada. Tal empresa foi escolhida dentre outras encontradas na Internet pela facilidade de acesso, considerando que o laboratório está situado no Campus da Cidade Universitária da USP. O preço das empresas é muito próximo entre si, pois varia apenas em função do preço da matéria prima.

A empresa escolhida foi a empresa TITANEWS (www.titanews.com.br). A empresa ofereceu tubos pré-fabricados com diâmetros e espessuras de parede já definidos. Os dados foram comparados utilizando-se uma rotina no software MatLab que gerou os seguintes resultados, apresentados na tabela 5.1.

Tabela 5.1: Comparação dos parâmetros dos tubos

Características	Tubo de Fibra de Carbono	Tubo de titânio 1	Tubo de titânio 2	Tubo de titânio 3
Diâmetro externo (mm)	30	25,4	38,1	38,1
Diâmetro interno (mm)	26	23,6	36,3	35,6
Massa (kg)	0,83	0,77	1,2	1,7
Módulo de rigidez ($[EI] = N m^2$)	2945	597	2089	2945
Frequência natural de 1 ^o modo (Hz)	371	177	258	256
Frequência natural de 2 ^o modo (Hz)	1204	575	838	830
Preço (R\$)	346 + frete	526	660	740
$m^*dabaseprevisto$	1,6	1,6	1,86	2,23

Com base nos dados apresentados na tabela 5.1 o tubo escolhido foi o tubo de titânio 2. Tal tubo foi adquirido pelo laboratório.

5.3.3 Considerações sobre a junta esférica

O objetivo da junta esférica é servir como articulação para o tubo de titânio que ligará o cilindro de teste ao teto do laboratório.

Os modelos de juntas esféricas analisadas foram os oferecidos no catálogo da TDK de juntas modelo RBI. O fator decisivo foi a amplitude do deslocamento angular entre as duas partes da junta esférica.

Considerando os resultados de Jauvtis e Williamson (2003), a amplitude de deslocamentos na direção transversal ao escoamento y/d não passa de 1,5. Desta forma, considerando o diâmetro do cilindro de 50mm e que a distancia da superfície da água do canal ao teto seja de

aproximadamente 2,5m, resulta que:

$$\sin \theta = \frac{1,5 \times 50mm}{2500mm} = 0,03 \Rightarrow \theta \approx 2^\circ \quad (5.36)$$

Apesar de o ângulo em operação ser baixo, é importante garantir que a junta esférica permita uma amplitude angular maior, de tal forma que possa auxiliar na montagem da base. Para tal foi escolhida a junta esférica com maior amplitude angular, no caso 25° . Dentre os modelos com tal amplitude angular foi escolhida a junta esférica que suportasse a maior carga, pois, ainda que a massa suportada pela junta esférica seja baixa, a junta é um elemento vital, visto que caso ela falhe na montagem da base ela pode comprometer a segurança do canal.

Concluindo, a junta esférica escolhida para ser utilizada na base é a junta RBI12D, apresentada na figura 5.4. A junta teve de ser importada pela empresa Sferatech (<http://app.sferatech.com.br>). Duas unidades foram compradas, visto que o valor de apenas uma junta não seria suficiente para fechar um orçamento com a empresa citada. Das duas juntas uma será mantida para possível reposição.



Figura 5.4: Junta esférica utilizada na base elástica pendular

5.3.4 Considerações sobre as molas

Como visto anteriormente, as molas são fundamentais para o ideal funcionamento da base elástica, visto que são elas que ajustarão a frequência natural da base para um valor próximo da frequência de desprendimento de vórtices.

O valor ideal da constante elástica das molas foi determinado na seção 5.2. Além deste valor, outras considerações se fazem importantes tais como uma análise de erro devido à interferência entre as molas e uma análise das frequências naturais das molas no sentido

transversal.

5.3.4.1 Vibração Transversal

É muito importante, para a segurança do projeto, verificar se a frequência natural das molas no seu sentido transversal não é próxima à frequência natural do fenômeno a ser estudado. Caso essas duas frequências fossem próximas poderia acontecer de as molas entrarem em ressonância e isso invalidaria completamente os dados obtidos. Segundo Wahl (1963), a frequência natural do modo transversal de vibrar de uma mola é dada por:

$$f_{N-spring} = \frac{j}{2} \sqrt{\frac{gk}{W}} \quad (5.37)$$

Na equação 5.37 W é o peso da parte ativa da mola, g é aceleração da gravidade, j indica o modo de vibração e k é a constante da mola. Esta constante pode ser calculada em função dos parâmetros da mola, como apresenta a equação 5.38.

$$k = \frac{G d^4}{8 D^3 n} \quad (5.38)$$

O peso da parte ativa é dado por:

$$W = \frac{\pi^2}{4} d^2 n D \gamma \quad (5.39)$$

Nas equações 5.38 e 5.39 d é o diâmetro do arame da mola, D é o diâmetro da mola, n é o número de espiras ativas da mola e γ é a densidade linear do material.

A constante G é o módulo de elasticidade de cisalhamento, que pode ser calculada em função do módulo de elasticidade do material (E) e da constante de Poisson (ν), da seguinte forma:

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)} \quad (5.40)$$

A frequência natural de cada mola fica então definida em função das propriedades geométricas e mecânicas da mesma. Antes de utilizar as molas nos experimentos elas deverão ser selecionadas em função de sua constante elástica e, após isso, verificadas segundo o critério descrito anteriormente.

5.3.4.2 Análise de erro

Nos modelos apresentados na seção 5.2 as forças das molas foram consideradas, simplesmente, como o produto da constante elástica da mola pelo deslocamento da base elástica na direção correspondente. Esta consideração apesar de ser a mais simples, não é a mais adequada, dependendo do comprimento das molas. Na verdade, quando a base se desloca em qualquer direção todas as molas exercerão força sobre a base elástica e não apenas aquelas na direção do deslocamento. A figura 5.5 ilustra a observação. Nesta figura linhas amarelas representam as molas e as flechas azuis representam as forças de cada mola.

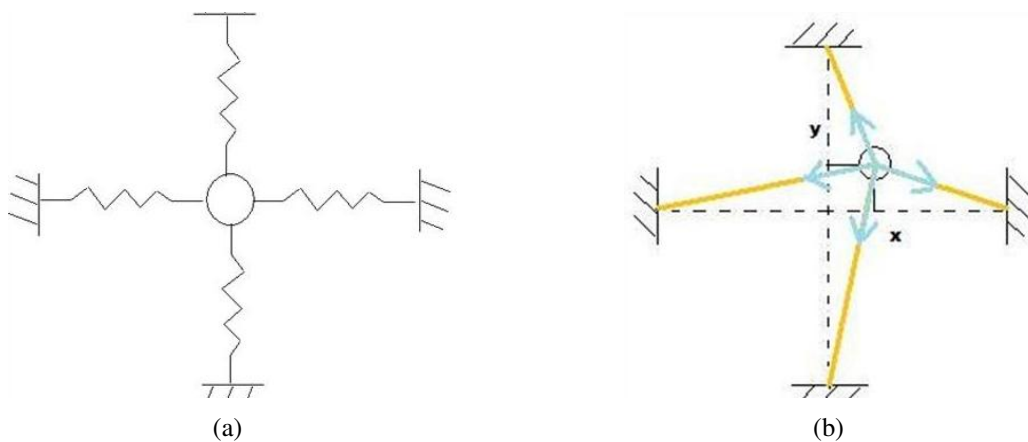


Figura 5.5: Análise de erro das molas (a) situação não deslocada (b) situação com um deslocamento genérico

Pode-se observar que além das forças atuantes na direção “ideal” de cada mola existem também projeções das forças de mola da direção perpendicular. Ou seja, as molas na direção x aplicam forças na direção y e as molas na direção y também aplicam forças na direção x . Este acoplamento entre as molas torna o sistema não linear e invalida os modelos já apresentados.

Para preservar a consideração feita nos modelos de que não existe tal acoplamento entre as molas faz-se necessário determinar um comprimento mínimo para as molas de tal forma a reduzir o erro feito na aproximação.

Sabe-se que a força na mola é proporcional a variação do comprimento da mola. Considerando as forças na direção das molas, definindo que o comprimento inicial da mola na mesma direção vale L_{my} e considerando ainda que a constante elástica equivalente na direção y vale k_y , pode-se escrever:

$$F_{y-eq} = y k_{y-eq} = F_{1y} - F_{2y} - F_{3y} - F_{4y} \quad (5.41)$$

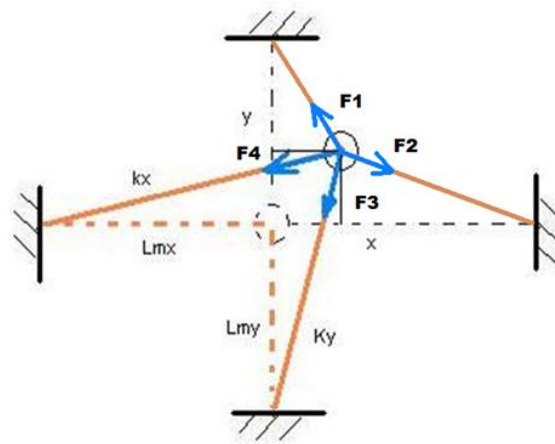


Figura 5.6: Análise de erro das molas. Representação equivalente das forças

As forças F_{iy} são dadas por:

$$F_{1y} = k_y \frac{L_{my} - y}{\sqrt{(L_{my} - y)^2 + x^2}} \left(\sqrt{(L_{my} - y)^2 + x^2} - L_{my} \right) \quad (5.42)$$

$$F_{2y} = k_x \frac{y}{\sqrt{(L_{mx} - x)^2 + y^2}} \left(\sqrt{(L_{mx} - x)^2 + y^2} - L_{mx} \right) \quad (5.43)$$

$$F_{3y} = k_y \frac{L_{my} + y}{\sqrt{(L_{my} + y)^2 + x^2}} \left(\sqrt{(L_{my} + y)^2 + x^2} - L_{my} \right) \quad (5.44)$$

$$F_{4y} = k_x \frac{y}{\sqrt{(L_{mx} + x)^2 + y^2}} \left(\sqrt{(L_{mx} + x)^2 + y^2} - L_{mx} \right) \quad (5.45)$$

Definindo-se o erro de estimativa da força do modelo pela equação 5.46, pode-se obter a curva de erro em função do comprimento das molas. A figura 5.7 apresenta este resultado

$$Error_{y\%} = 100 \frac{F_{y-eq} - k_y y}{F_{y-eq}} \quad (5.46)$$

Segundo o gráfico apresentado, um erro de 2% na aproximação corresponde a uma mola de 40 cm de comprimento. Como os modelos descritos na seção 5.2 visavam estimar a frequência natural das bases elásticas, tal erro é insignificante, pois os resultados dos modelos não passam de estimativas.

Concluindo esta análise, pode-se afirmar que o comprimento das molas é um fator decisivo na qualidade do experimento. Os comprimentos usados serão da ordem de 40 a 50 cm, para que o erro não passe de 2%.

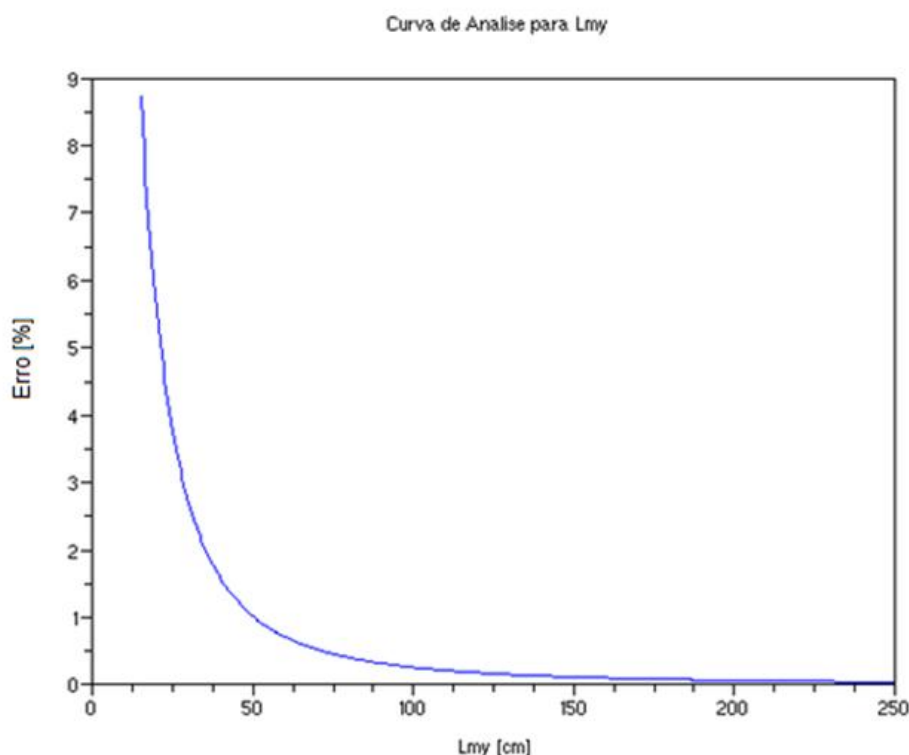


Figura 5.7: Erro da aproximação em função do comprimento das molas

5.4 Projeto das peças da base elástica pendular

5.4.1 Peças Projetadas

Pode-se pensar na base elástica como a união de diversas peças, cada uma com um formato e função. O próprio nome “base elástica pendular”, muitas vezes simplificado para “base elástica” ao longo deste relatório, indica que tanto os efeitos pendular, como de mola (elástico) serão importantes para o funcionamento da base.

Para garantir o efeito pendular, faz-se necessária uma articulação. Quanto maior o comprimento do pêndulo, melhor seria a aproximação de que o cilindro de ensaio permanece vertical, pois menor seria o ângulo do pêndulo com relação à vertical para o mesmo deslocamento do cilindro. Desta forma, o pêndulo deverá estar articulado no teto do laboratório.

Visando o efeito elástico, molas deverão ser presas na base elástica. Estas molas terão uma de suas extremidades presa na base enquanto a outra ficará presa num quadro que a envolve. É neste quadro que estarão também os sensores ópticos de deslocamento.

Falando nos sensores ópticos, é vital a presença de alvos para estes sensores, visto que eles funcionam com base na reflexão do feixe de laser emitido pelo sensor.

Falta ainda conectar o tubo ao cilindro de ensaio. Esta união deve permitir um ajuste fino da distância do fundo do cilindro ao canal e também uma fácil montagem.

Para apresentar cada uma das peças da base, estas serão divididas em conjuntos com funções específicas. Serão apresentados a seguir o conjunto responsável pela articulação do tubo de titânio, o conjunto responsável pela união do tubo de titânio ao cilindro de acrílico, o conjunto responsável por servir de alvo aos sensores ópticos e, por fim, o conjunto responsável pela fixação das molas.

5.4.2 Conjunto responsável pela articulação do tubo de titânio

Anteriormente foi apresentada a seleção da junta esférica a ser utilizada como articulação. Nota-se na figura 5.4 que a junta esférica deve ser rosqueada no teto, sendo a sua rosca M12x1,25. Para não fazer um furo muito grande no teto e depender apenas deste furo para suportar toda a base, uma peça intermediária foi desenvolvida.

Esta peça, chamada de “conector teto-junta” foi feita de alumínio e possui uma rosca interna central também M12x1,25, na qual a junta será rosqueada. Além desta rosca, o conector possui três furos de diâmetro 6 mm, defasados de 120° entre si, pelos quais passarão três parafusos M5, que fixarão o conector ao teto.



Figura 5.8: Conector teto-junta

A figura 5.8 ilustra o conector teto-junta. Os três furos usados para fixar o conector ao teto têm a função de garantir que todo o suporte da base não dependa de um único furo, pois caso houvesse um único parafuso e este, por qualquer motivo, falhasse, toda a base cairia sobre o canal.

Na mesma figura nota-se que existem mais de três furos na peça. Os outros três furos possuem diâmetro de 8mm, estão defasados de 120° entre si e distam 60° dos furos de 6mm. Estes outros furos foram feitos caso houvesse a necessidade de usar parafusos maiores para suportar a base. Por enquanto essa necessidade não existe.

Para conectar o tubo de titânio à junta esférica, faz-se necessária uma peça que possua uma rosca M12x1,25 numa de suas extremidades e que tenha diâmetro igual ao diâmetro interno do tubo na outra extremidade. A união entre esta peça, denominada de “conector junta-tubo” e o tubo de titânio, será feita com quatro parafusos M7, distantes 90° entre si. A figura 5.9 ilustra este conector. Visando uma baixa massa e resistência à corrosão, o conector também foi feito de alumínio.



Figura 5.9: Conector junta-tubo

A figura 5.10 ilustra a conexão entre o conector teto-junta, a junta esférica e o conector junta-tubo.



Figura 5.10: Conjunto responsável pela articulação do tubo de titânio

5.4.3 Conjunto responsável pela união do tubo de titânio ao cilindro de acrílico

Inicialmente o projeto da base elástica envolvia o projeto de uma peça, denominada “cabeça”. Esta peça foi levada em consideração no modelo matemático desenvolvido pelo aluno. Sua função era ligar o tubo de titânio ao cilindro de ensaio, permitir o encaixe das molas que ajustarão a frequência natural da base e ainda permitir o acoplamento da célula de carga responsável pela medição das forças hidrodinâmicas.

Uma das dificuldades levantadas pelo aluno ao utilizar a base elástica de um grau de liberdade já instalada no laboratório é a fixação do cilindro de ensaio à base. Esta operação é trabalhosa, pois o cilindro de ensaio, que deve ser rosqueado à base, está sujeito ao empuxo da água do canal, e isso dificulta seu manuseio. Além disso, a própria estrutura da base elástica de um grau dificulta a montagem.

Visando evitar a dificuldade explicitada acima, o aluno propôs uma solução que permitiria que o cilindro fosse fixado ao tubo de titânio pela lateral e não por baixo. A figura 5.11 ilustra a solução encontrada.

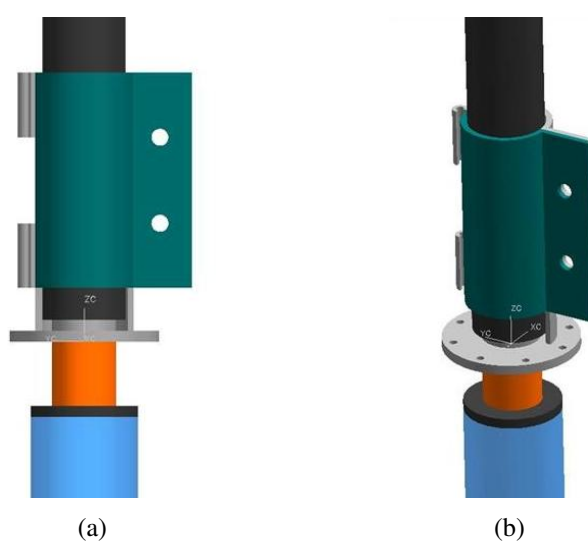


Figura 5.11: Projeto inicial da cabeça (a) vista lateral (b) vista isométrica

Após a aquisição do tubo de titânio e sua fixação ao teto, o aluno pode perceber que o encaixe do cilindro de ensaio pela parte de baixo do tubo de titânio não seria realmente um problema. A solução ilustrada acima apresenta elevada complexidade de fabricação e por isso outra solução foi estudada.

Para encaixar o cilindro de ensaio no tubo de titânio foram desenvolvidas duas peças. Uma delas, nomeada de “cabeça do cilindro” é encaixada no cilindro de acrílico e fixada neste por quatro parafusos, distantes 90° entre si. A outra peça, denominada “conector-guia” é encaixada na “cabeça do cilindro”.

O nome conector-guia se deve à possibilidade desta peça deslizar dentro do tubo de titânio. Seu diâmetro externo foi determinado de tal forma que o encaixe desta peça com o tubo fosse um folgado, permitindo assim o deslizamento entre eles. A figura 5.12 ilustra o conector-guia e a figura 5.13 ilustra a cabeça do cilindro de diâmetro externo 50mm.

Para travar o conector-guia em determinada posição, uma peça, denominada “anel” foi



Figura 5.12: Conector-guia



Figura 5.13: Cabeça do cilindro de diâmetro 50mm

projetada. Esta peça, como o nome indica, possui o formato de um anel, cujo diâmetro interno nominal é igual ao diâmetro externo do tubo de titânio. O ajuste entre os dois é folgado. O anel possui três roscas M4, distantes de 120° entre si, nas quais serão rosqueados parafusos que comprimirão o conector-guia. Para que os parafusos possam tocar o conector guia é necessário que o tubo de titânio possua três furos, também distantes de 120° , por onde os parafusos passarão.

Para alterar a posição do conjunto e, desta forma, ajustar a distância entre o fundo do cilindro de acrílico com o fundo do canal, basta mover o conector-guia com os parafusos do anel desrosqueados e então, quando a posição for adequada, rosquear os parafusos até que estes apertem o conector-guia. Apertar os parafusos significa comprimir o conector-guia, aumentando, assim, a força de atrito entre eles. É esta força de atrito que garante a fixação do conjunto. O anel pode ser visto na figura 5.14.

A razão para este conjunto contar com duas peças, ao invés de apenas uma, é o fato de que a célula de carga será instalada entre a cabeça do cilindro e o conector-guia. Como a célula ainda não foi adquirida tanto o conector-guia quanto a cabeça do cilindro foram fabricados com material excedente. Existe, desta forma, a possibilidade de usinar ambas as peças para permitir o encaixe e a fixação da célula de carga.

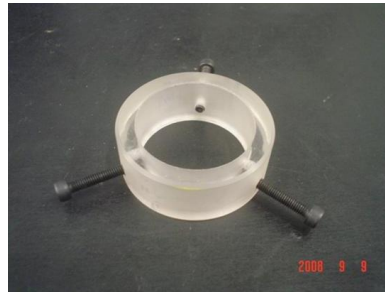


Figura 5.14: Anel para fixação do conector-guia

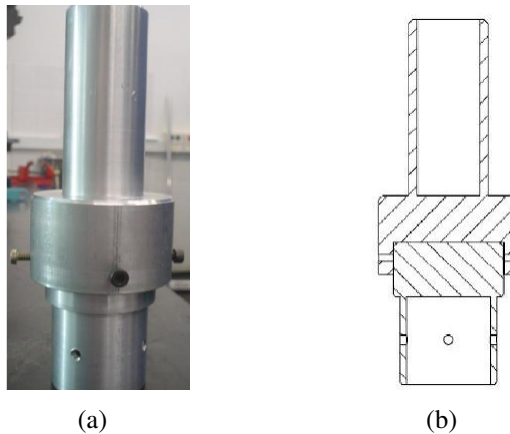


Figura 5.15: (a) Montagem conector-guia e cabeça do cilindro (b) vista em corte da montagem

A figura 5.15(a) ilustra a montagem do conector-guia com a cabeça do cilindro. A figura 5.15(b) ilustra uma vista de corte da montagem das duas peças. Nessa vista pode-se reparar na quantidade de material que pode ser removido a fim de se adaptar ambas as peças para o encaixe da célula de carga.

5.4.4 Conjunto responsável por servir de alvo aos sensores ópticos

Este conjunto, o mais simples de todos, é composto por dois tipos de peça. Uma delas, o alvo propriamente dito, é uma chapa de plástico branca, enquanto que a outra, denominada de “suporta-alvo”, é uma peça feita de acrílico com um furo no meio. Por este furo passará o tubo de titânio. O suporta-alvo possui duas roscas M4 cuja função é permitir que um parafuso aperte o tubo, fixando o conjunto. A figura 5.16 ilustra o conjunto.

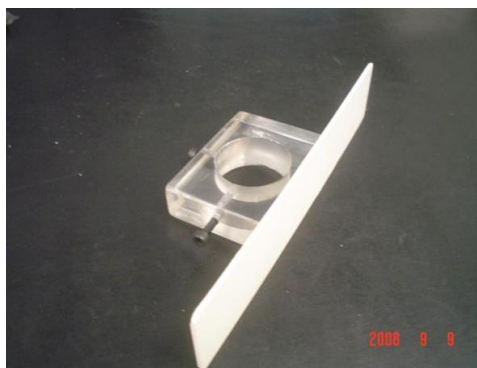


Figura 5.16: Conjunto alvo para sensor óptico

5.4.5 Conjunto responsável pela fixação das molas

Em seu projeto inicial, o aluno acreditava que a peça na qual as molas seriam acopladas seria a mesma peça que ligaria o cilindro de ensaio ao tubo de titânio, tal como pode ser visto na figura 5.11. Devido à dificuldade de fabricação desta solução e a falta de necessidade de algo tão elaborado, uma alternativa foi estudada. Ao separar as peças conector-guia e cabeça do cilindro o aluno optou por separar, também, a peça responsável pela fixação das molas, denominada de “conector-molas”.

Separar o conector-molas do conjunto responsável por unir o tubo de titânio do cilindro de acrílico traz algumas vantagens. A primeira delas é a facilidade de fabricação das novas peças. A segunda seria a possibilidade de utilizar outro material na confecção deste conector, visto que não havia necessidade dele ser metálico. O material escolhido foi o acrílico, devido a sua baixa densidade.

Por fim, uma terceira vantagem seria a possibilidade de se ajustar a posição das molas. Poder variar o ponto de atuação das molas facilita a montagem do quadro onde a outra extremidade das molas será fixada, isto por que não é mais necessário que o conjunto esteja próximo ao nível da água, onde esta a cabeça do cilindro e o conector-guia. Com a possibilidade de o quadro estar fora do canal, este não fica limitado pelas suas dimensões e, portanto, pode-se fazer com que as molas sejam grandes o suficiente para reduzir o erro causado pelo acoplamento entre elas, tal como já foi analisado anteriormente.

O conector-molas possui quatro grupos de furos, distanciados de 90° entre si. Cada grupo possui um furo central e outros dois furos, distantes 15° deste. O diâmetro destes furos é de 3 mm. O motivo de existirem esses três furos é a possibilidade de se instalarem duas molas no mesmo lado e direção da base. Essa variação permite ajustar melhor a constante elástica da “mola equivalente” em cada direção.

Para fixar o conector-molas em determinada posição utiliza-se a mesma idéia da fixação do conector-guia. Três parafusos, distantes de 120° entre si apertam o tubo de titânio e o atrito garante a fixação da peça.

A figura 5.17 apresenta o conector-molas. Na figura fica clara a distribuição dos furos para encaixe das molas e também a posição dos parafusos responsáveis pela fixação do conector.



Figura 5.17: Conector-molas

Para a outra extremidade das molas existe outra peça, denominada de “conector-fixo-molas”. Esta, devido a sua facilidade de fabricação, foi feita inteiramente pelo aluno. A idéia básica é reproduzir os três furos do conector-molas numa viga em L, de tal forma que num dos lados estarão os furos para as molas e no outro haverá um furo maior para fixar a peça às barras usadas para a montagem do quadro. A figura 5.18 ilustra a peça descrita.

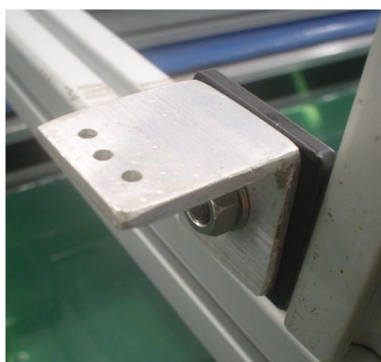


Figura 5.18: Conector-molas-fixo

5.4.6 Conjunto responsável pela variação da massa estrutural

Visando realizar ensaios com diferentes valores de m^* , o aluno buscou soluções para aumentar a massa estrutural da base elástica pendular.

Duas soluções foram estudadas. Na primeira pequenas massas seriam encaixadas em

uma peça parecida com o “conector-molas-fixo”. Esta solução é ilustrada na figura 5.19. Na segunda solução as massas seriam montadas no interior dos cilindros de ensaio.

A vantagem da primeira solução é a praticidade que ela oferece para alterar a massa da base, pois não demanda que o cilindro seja desmontado da base. Apesar disso, esta solução depende do projeto e confecção de uma peça específica, o que, além de encarecer o projeto, aumentaria a massa da base. Ainda que o objetivo desta seção seja ilustrar o procedimento usado na busca por um conjunto responsável por aumentar a massa da base, vale lembrar que a base em si deve ser o mais leve possível. Cabe ao usuário da base variar a massa desta da maneira que lhe for conveniente, mas ainda assim a massa da base deve ser mínima, para que se possa ensaiar o fenômeno de VIV com os menores valores de m^* possíveis.

Outra desvantagem da primeira solução é o risco que ela oferece à integridade física do canal. Caso no momento da montagem uma das massas caia no canal esta poderia lhe causar algum dano. A segunda solução minimiza o risco de danos ao canal, pois além de a montagem das massas extras ser feita fora do canal, caso o fundo do cilindro não suporte o peso das massas, estas não terão praticamente nenhum espaço para cair, pois o fundo do cilindro tocaria o fundo do canal imediatamente e as massas se acomodariam. Fisicamente falando, na segunda solução, não há energia potencial gravitacional acumulada nas massas de forma a danificar o canal, caso esta energia fosse liberada.

Tendo em vista as vantagens e desvantagens de cada solução, o aluno optou por implementar a variação de massa da base elástica pela adição de massas dentro do cilindro de ensaio.

O material escolhido para as massas extras foi chumbo, devido a sua elevada densidade, $\rho_{Pb} = 11,4g/cm^3$. Dez tarugos com $25mm$ de diâmetro externo e $55mm$ de comprimento foram usinados. A massa de cada tarugo é de aproximadamente $300g$. Todos os cilindros de chumbo possuem um furo longitudinal passante em seu centro de forma que um barbante possa atravessa-lo. O objetivo do barbante é facilitar a montagem dos tarugos dentro do cilindro de ensaio.

O diâmetro externo dos tarugos de chumbo foi selecionado de forma a permitir um encaixe deslizante destes no cilindro de ensaio com $32mm$ de diâmetro externo. Para empregar os cilindros de chumbo no cilindro de ensaio com $50mm$ de diâmetro externo um adaptador foi feito utilizando-se um cilindro de acrílico com $32mm$ de diâmetro externo. Para ajustar a diferenças de diâmetro, foram colados na superfície externa do cilindro abas poliméricas.

A figura 5.20 ilustra o conjunto responsável pela variação de massa da base elástica.

Nessa figura pode-se observar a montagem do cilindro com 32mm , o cilindro com 50mm , o adaptador e alguns dos tarugos de chumbo. Dentro do primeiro cilindro, estão alguns cilindros de chumbo. A figura 5.21 detalha a montagem do adaptador no cilindro de 50mm .

Devido ao peso das massas extras adicionadas ao cilindro, o fundo deste foi reforçado de forma a evitar que se rompesse ou ainda perdesse a capacidade de vedação. O procedimento usual para vedar os cilindros de ensaio é usar espuma e cola araudite. O reforço implementado pelo aluno consiste em empregar uma tampa de alumínio, além da espuma. Para aumentar a capacidade de vedação a tampa de alumínio foi envolvida com fita de teflon. A figura 5.22 ilustra a montagem descrita.

5.4.7 Projeto e implementação da Junta-Cardan

Visando reduzir o amortecimento estrutural da base elástica desenvolvida, além de reduzir as anomalias de coeficientes de amortecimento diferentes nas duas direções e amortecimento em função do deslocamento angular da junta esférica, o aluno projetou e implementou uma junta Cardan.

Outra vantagem desta junta com relação à esférica é que ela só permite dois graus de liberdade ao tubo, enquanto que a esférica permitia três. O grau de liberdade suprimido foi a rotação ao redor do eixo de simetria do tubo de titânio. Este grau de liberdade não faz falta para os ensaios e, de certa forma, sua ausência garante que os alvos não fiquem desalinhados com relação aos sensores lasers.

A figura 5.23(a) ilustra a junta Cardan projetada. Como as peças da base haviam sido projetadas para serem montadas na junta esférica, a junta-Cardan deve respeitar as dimensões da primeira, ou seja, ambas teriam a mesma rosca e o mesmo comprimento. A figura 5.23(b) mostra o conjunto que articulará o tubo de titânio ao teto, o que demonstra que os requisitos citados foram atendidos.

Nas seções anteriores foi discutido que o amortecimento é uma das principais características de uma base elástica. Como o fenômeno de VIV é um fenômeno oscilatório, é fundamental que o amortecimento seja baixo, para que o fenômeno possa ser estudado em sua forma mais “pura”.

Ao comparar a junta esférica com a Cardan, a primeira característica a ser citada é o próprio valor do amortecimento. Ensaios realizados com a junta esférica forneceram o valor médio de 1%. Os resultados utilizando a junta Cardan são de 0,2%.

Cabem aqui duas observações:

A primeira é que a condição experimental dos ensaios com junta esférica e a Cardan não são as mesmas. A principal diferença entre os dois ensaios é a constante elástica, ou melhor, as molas e sua quantidade. Ensaios com a junta esférica permitiram concluir que quanto maior fosse a constante elástica resultante, menor seria o amortecimento da base. Este resultado já havia sido previsto pelo modelo desenvolvido pelo aluno.

No “melhor” ensaio da junta esférica, onde o valor do amortecimento medido foi de 1%, a base estava montada com duas molas do tipo D de cada lado. No ensaio realizado para a junta Cardan a base estava montada com apenas uma mola do tipo B de cada lado. Os nomes B e D foram dados pelo aluno para algumas molas do laboratório. Neste momento, o importante é saber que a mola D ($k_D = 20,8N/m$) possui constante elástica muito maior que a mola B ($k_B = 1,2N/m$).

Devido a grande diferença entre o valor da constante elástica usada em cada ensaio e lembrando que quanto maior for este valor, menor será o coeficiente de amortecimento, pode-se concluir que ainda existe um potencial para se reduzir o amortecimento da base.

A segunda observação a respeito do amortecimento da base utilizando-se a junta Cardan é que este valor passou a ser inferior ao amortecimento da base elástica de um grau de liberdade, já instalada no laboratório.

Além do coeficiente de amortecimento, o emprego da junta Cardan traz outras vantagens, dentre elas:

- Perda de um grau de liberdade não necessário à base.
- Diminuição entre a influência da direção no coeficiente de amortecimento.
- O coeficiente de amortecimento não é mais função do deslocamento angular inicial.

Para não dizer que a junta Cardan ganha da junta esférica em todos os aspectos, deve-se citar que a montagem da junta Cardan é mais complicada e demanda maior tempo. Enquanto a junta esférica precisa ser rosqueada, a Cardan deve ser montada e sua fixação no teto é trabalhosa, pois a estrutura da junta dificulta o ato de parafusar. Como, porém, esse trabalho não será feito constantemente visto que não será necessário desmontar a base, toda essa dificuldade pode ser considerada superada.

5.5 Base elástica implementada

A figura 5.24 ilustra a base elástica pendular implementada no laboratório NDF. Esta base foi desenvolvida durante o período de iniciação científica do aluno de graduação em Engenharia Mecânica Cesar Monzu Freire. O projeto desenvolvido pelo aluno foi apresentado neste capítulo. Maiores informações sobre o desenvolvimento desta base podem ser encontradas em Freire (2008)

A menor massa adimensional, m^* , da base elástica é de 1,46. Este valor é obtido para cilindros de 50 mm de diâmetro externo. Valores superiores também podem ser obtidos com a inserção de massa extra, tal como pequenos tarugos de chumbo. Esta massa pode variar bastante, chegando até a quatro quilos. O intervalo de m^* que pode ser ensaiado vai de 1,46 a 7,5.

O coeficiente de amortecimento estrutural ζ , muito importante em ensaios de VIV, é inferior a 0,2% do crítico no ar e cerca de 2% em água. O aumento é devido ao amortecimento hidrodinâmico. Tipicamente, os valores de ζ encontrados na literatura são da ordem de 0,5%. A figura 5.25 apresenta o resultado de um ensaio de decaimento no ar.

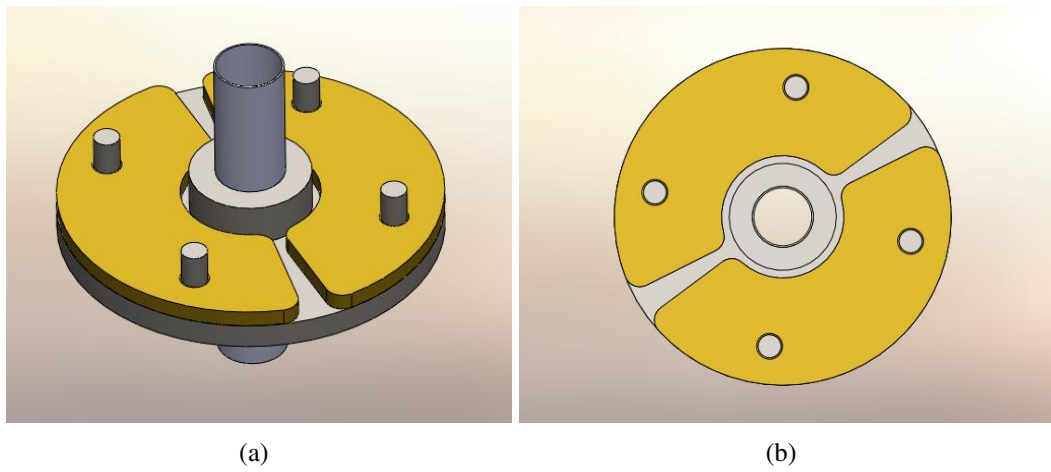


Figura 5.19: Primeira solução para variar a massa da base (a) vista em perspectiva (b) vista superior

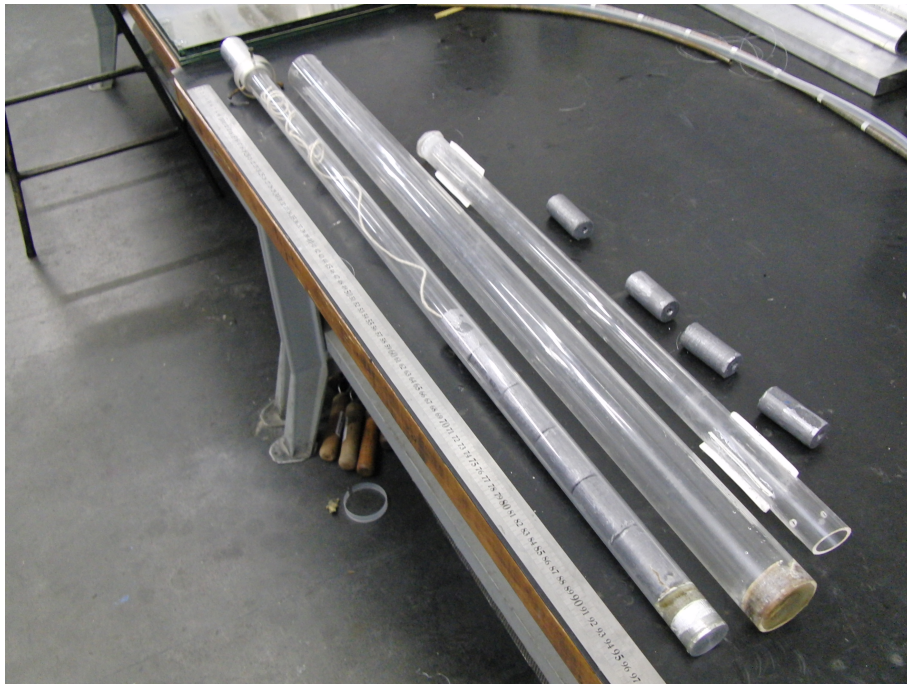


Figura 5.20: Conector-molas-fixo

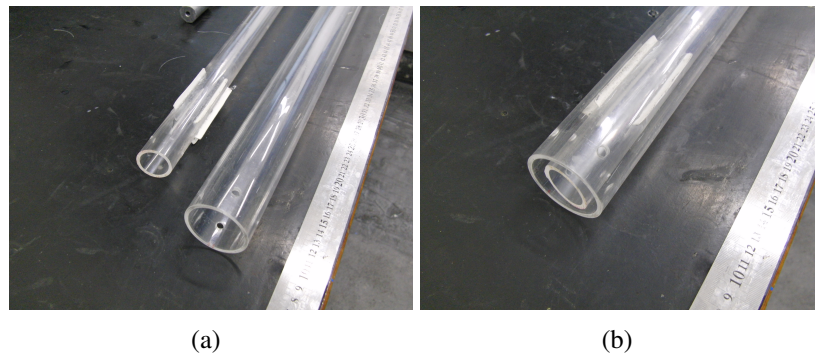


Figura 5.21: Cilindro de ensaio com 50mm de diâmetro interno e seu adaptador para encaixe dos cilindros de chumbo

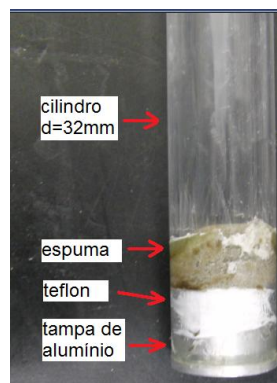


Figura 5.22: Vedação reforçada do cilindro com 32mm de diâmetro externo



(a)



(b)

Figura 5.23: (a) Junta Cardan projetada (b) Conjunto responsável pela articulação do tubo de titânio

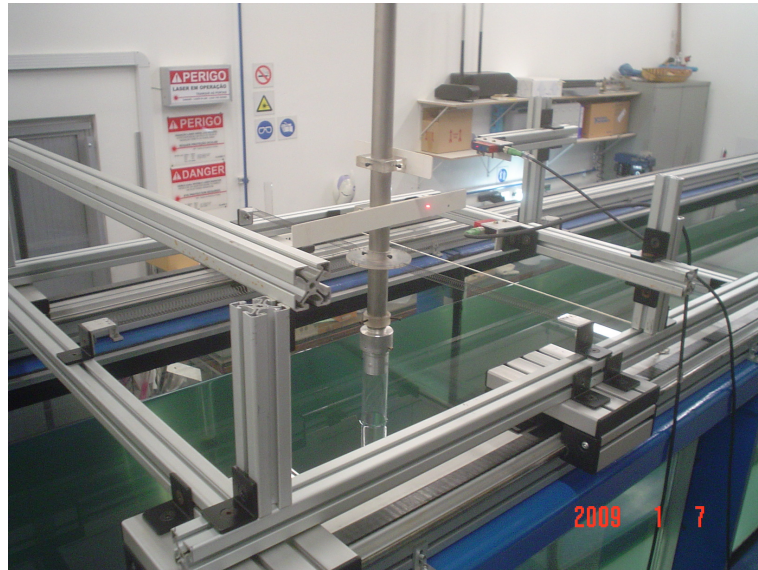


Figura 5.24: Base elástica pendular de dois graus de liberdade

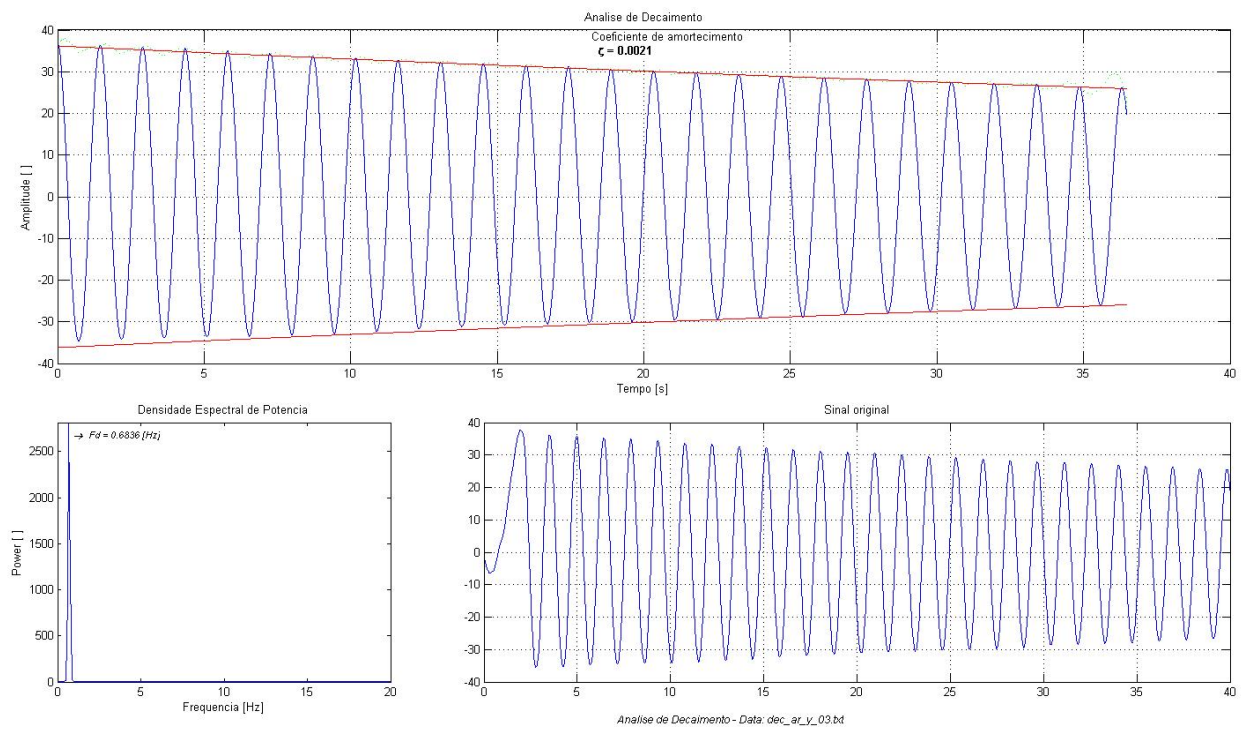


Figura 5.25: Resultado de um ensaio de decaimento da base elástica pendular

6 BUSCA E SELEÇÃO DA CÉLULA DE CARGA

6.1 Considerações iniciais sobre a célula de carga

Um dos objetivos dos experimentos a serem realizados é a medição das forças hidrodinâmicas que agem no cilindro de teste. Para medir essas forças será utilizado um sensor denominado célula de carga. Tal sensor é um aparato que possui uma forma específica para que, ao estar sujeito a uma força, sofra pequenas deformações. Estas deformações são então medidas com um extensômetro ligado ao corpo da célula de carga. A saída do extensômetro é uma diferença de potencial. Pode-se, assim, relacionar a diferença de potencial medida com uma força.

Para os experimentos a serem realizados, é importante medir forças em duas direções. A força transversal ao escoamento recebe o nome de força de sustentação e a força na direção do escoamento recebe o nome de arrasto. É importante medir essas forças para determinar então os parâmetros adimensionais C_L e C_D , denominados coeficiente de sustentação e arrasto, respectivamente.

Para medir forças em duas direções três soluções são possíveis. A primeira seria usar duas células de carga ajustadas ortogonalmente uma em relação à outra, de tal forma que cada uma esteja sujeita apenas a força na sua direção. A segunda, ainda usando duas células de carga, seria usar cada sensor para medir a força que as molas exercem no cilindro em cada direção. O terceiro método seria utilizar uma célula de carga que meça forças em duas ou mais dimensões.

A desvantagem de utilizar duas células de carga é que a massa do conjunto fica elevada e que a montagem pode interferir no funcionamento das células de carga, introduzindo, assim, erros de difícil mensuração. Para o caso das células montadas antes das molas a desvantagem encontra-se no fato de não medirmos as forças diretamente. A partir dos resultados medidos uma análise deve ser feita para estimar as forças atuantes no cilindro. Por fim, a desvantagem da célula de carga de duas, ou mais, direções, é o seu elevado custo.

Já foi visto anteriormente que a massa do sistema é fundamental para os experimentos,

pois se objetiva trabalhar com um baixo valor de m^* . A alternativa de montar duas células de carga montadas perpendicularmente será descartada em face desta observação.

Nas próximas seções o aluno apresenta a busca de células de carga convencionais e também sensores capazes de medir em mais de uma direção.

6.2 Desenvolvimento da planilha de seleção

Para buscar os sensores de força o aluno empregou a seguinte metodologia:

O primeiro passo foi buscar a definição de cada parâmetro indicado no catálogo de cada sensor. O aluno buscou tais definições em livros técnicos, vide referências INMETRO (2007) e Considine (1993) e também buscou professores especialistas na área de medições.

O segundo passo foi desenvolver uma planilha na qual os dados de cada célula de carga poderiam ser comparados. Esta planilha foi desenvolvida com o software EXCEL.

O terceiro passo foi a busca por fornecedores. O aluno estudou catálogos da ATI, FUTEC, RDP Eletronic, Kyowa e KNWaagen Balanças.

Dentre os dados de catálogo importantes para a seleção da célula de carga estão:

- Massa do sensor
- Fundo de escala
- Zona Morta
- Resolução
- Incerteza
- *Overload*

O termo *fundo de escala* representa os máximos valores que se pode medir ainda na região linear do sensor. Ultrapassar o fundo de escala não danifica o equipamento, mas gera medidas cujo valor é duvidoso, pois o sensor deixa de ser linear.

O termo *overload* representa a máxima carga à qual a célula de carga pode ser submetida sem que seja danificada. Caso as forças ou momentos atuantes na célula sejam superiores a este valor, provavelmente o equipamento será danificado.

Para selecionar o melhor fundo de escala, não ultrapassar o *overload*, ou saber qual era a incerteza máxima desejada, é preciso estimar quais forças estarão atuando no cilindro imerso. É interessante saber até que velocidade do escoamento cada célula de carga suportaria e qual a mínima para o seu bom funcionamento.

Além de determinar todos os parâmetros citados anteriormente em função da velocidade do escoamento, é preciso verificar se a célula trabalhará bem em determinados intervalos de velocidade reduzida.

A velocidade reduzida é dada por:

$$V_r = \frac{U_\infty}{d f_n} \quad (6.1)$$

Para uma determinada configuração da base, sua frequência natural f_n é uma constante, tal como o diâmetro do cilindro de ensaio d . Desta forma, a velocidade reduzida variará apenas em função da velocidade do canal U_∞ . Na planilha de seleção f_n e d ocupam uma única célula enquanto U_∞ ocupa uma coluna cujas células representam diferentes pontos de operação do canal. As forças de arrasto e sustentação podem ser estimadas, respectivamente, a partir de:

$$Drag = \frac{1}{2} U_\infty^2 \rho L_m d C_D \quad (6.2)$$

$$Lift = \frac{1}{2} U_\infty^2 \rho L_m d C_L \quad (6.3)$$

Feita a estimativa para o valor de cada força para cada condição de operação do canal, é importante verificar se estas não são maiores que a força máxima e nem menores que dez vezes a incerteza. Esta última verificação visa garantir que não se esteja medindo números cuja incerteza seja maior ou da ordem de grandeza do mesmo número. Espera-se que, na pior das hipóteses, a incerteza seja da ordem de 10% do valor medido.

Caso as forças ultrapassem o valor do fundo de escala, perde-se a linearidade do sensor, mas este não chega a ser danificado. Deve-se tomar cuidado, portanto, com o valor do *overload*. A planilha de seleção compara as forças para cada condição e verifica se este valor não foi atingido.

É importante citar que as células estudadas são, em grande parte, de seis eixos. Isso permite que elas meçam o momento que age na célula e não apenas a força aplicada. Como as forças são muito baixas, a opção de medi-las com o momento permite uma espécie de “am-

pliação”. Isso ocorre principalmente pelo fato de os fabricantes considerarem que o braço de momento das células é pequeno, da ordem de grandeza da própria célula. No caso da base elástica, este braço de momento terá aproximadamente 600mm. Como o momento pode ser calculado pela expressão 6.4, ainda que a força seja pequena demais para ser medida, o momento na célula pertence à sua faixa de medição:

$$T_y = b Drag \quad (6.4)$$

Nesta equação T_y representa o torque, sinônimo de momento, na direção y , visto que o braço de momento está na direção z e a força na direção x .

Nas equações 6.2 e 6.3 utiliza-se os valores de C_L e C_D . Estes valores foram tomados da literatura e seu valor varia conforme o valor da velocidade reduzida. A figura 6.1 e a figura 6.2 , retiradas de Franzini et al. (2009) , fornecem esses valores.

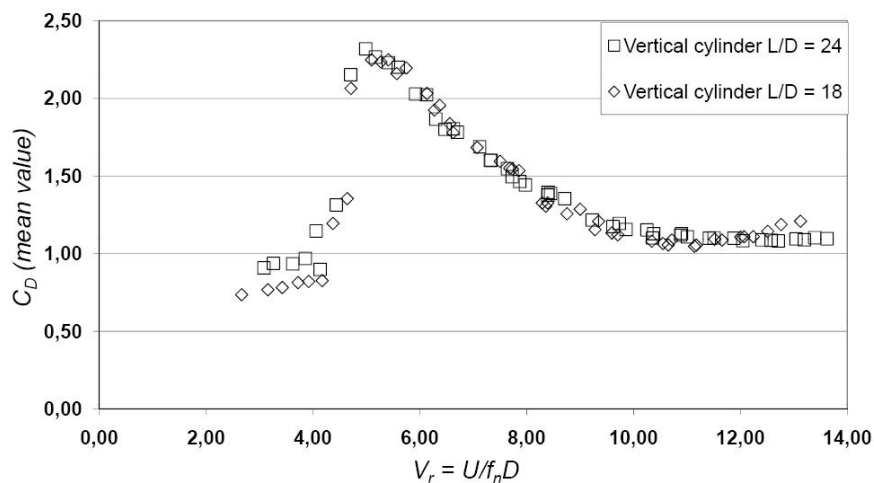


Figura 6.1: C_D versus V_r (FRANZINI et al., 2009)

Resumindo, a planilha de seleção analisa, para cada célula de carga, o seu campo de atuação. Para cada valor da velocidade do escoamento a planilha indica qual seria o valor da velocidade reduzida naquela condição e também se a célula conseguirá ou não medir as forças previstas no modelo. A figura 6.3 ilustra o visual da planilha descrita.

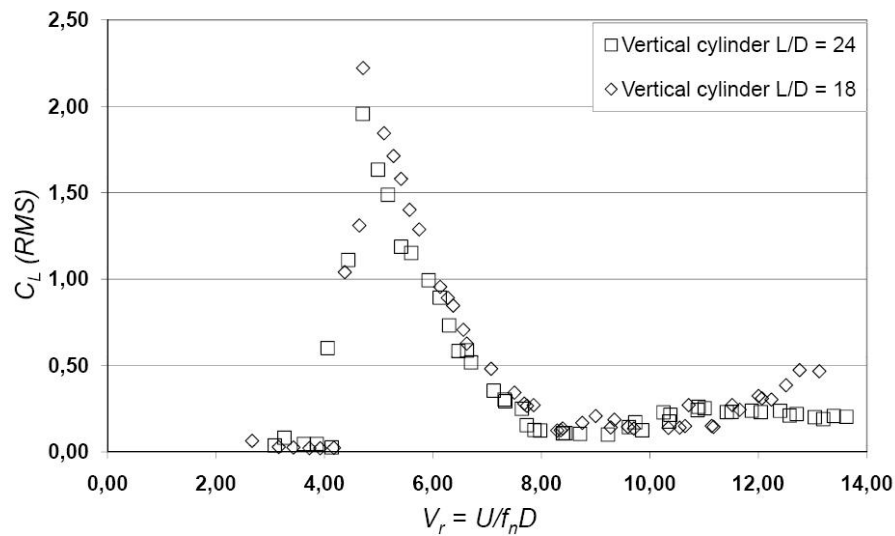


Figura 6.2: C_L versus V_r (FRANZINI et al., 2009)

6.3 Estudo dos intervalos de V_r mais utilizados na literatura

Visando comparar os resultados obtidos com a célula de carga aplicada na base elástica pendular desenvolvida, é importante verificar qual é a faixa de velocidade reduzidas geralmente estudada por outros pesquisadores.

Objetivando esta comparação, o aluno compilou as velocidades reduzidas utilizadas em alguns trabalhos. A tabela 6.1 apresenta os valores utilizados por cada pesquisador em cada um dos trabalhos citados.

Da tabela conclui-se que seria interessante trabalhar no intervalo de 2 a 15. É importante ressaltar que o único trabalho que trata de VIV em dois graus de liberdade, apresentado na primeira linha da tabela, utiliza o intervalo de 2 a 11. Desta forma seria possível “reproduzir” o ensaio, no sentido de considerar todo o intervalo de V_r utilizado.

6.4 Conclusão sobre a seleção da célula de carga

Antes de definir qual modelo de célula de carga foi selecionado, é preciso fazer algumas considerações.

Apesar do intenso trabalho de busca, o aluno não encontrou nenhuma célula de carga com seis graus que satisfizesse as condições do ensaio.

Carac. da Célula de Carga		U(m/s)	Cd	Vr	D (N)	incerteza %	T (Nm)	incerteza %	D	T
f (Hz)	0,3906									
D (m)	0,05									
L imerso (m)	0,8									
ro agua (kg/m³)	1000									
braço de momento (m)	0,6									
Planilha para seleção de célula de carga										
César M. Freire jul/08										
Aplicação										
Resolução Momento 0,000125										
Resolução Força 0,005										
Momento Mínimo (N.m) 0										
Momento Máximo (N.m) 1										
Força Mínima (N) 0										
Força Máxima (N) 20										
Overload do Momento (N.m) 19										
incerteza força (N) 0,2										
incerteza momento (N.m) 0,0125										
tolerância incerteza (%) 10,00%										
Massa (g) 50										
		0,015	1	0,77	0,0045	4444,44	0,0027	462,96	Resolução	incerteza maior que 10%
		0,02	1	1,02	0,008	2500,00	0,0048	260,42	Resolução	incerteza maior que 10%
		0,03	1	1,54	0,018	1111,11	0,0108	115,74	incerteza maior que 10%	incerteza maior que 10%
		0,04	1	2,05	0,032	625,00	0,0192	65,10	incerteza maior que 10%	incerteza maior que 10%
		0,05	1	2,56	0,05	400,00	0,0300	41,67	incerteza maior que 10%	incerteza maior que 10%
		0,06	1	3,07	0,072	277,78	0,0432	28,94	incerteza maior que 10%	incerteza maior que 10%
		0,07	4	3,58	0,392	51,02	0,2352	5,31	incerteza maior que 10%	SIM
		0,08	4	4,10	0,512	39,06	0,3072	4,07	incerteza maior que 10%	SIM
		0,09	4	4,61	0,648	30,86	0,3888	3,22	incerteza maior que 10%	SIM
		0,1	4	5,12	0,8	25,00	0,4800	2,60	incerteza maior que 10%	SIM
		0,11	4	5,63	0,968	20,66	0,5808	2,15	incerteza maior que 10%	SIM
		0,12	4	6,14	1,152	17,36	0,6912	1,81	incerteza maior que 10%	SIM
		0,13	4	6,66	1,352	14,79	0,8112	1,54	incerteza maior que 10%	SIM
		0,14	4	7,17	1,568	12,76	0,9408	1,33	incerteza maior que 10%	SIM
		0,15	2,5	7,68	1,125	17,78	0,6750	1,85	incerteza maior que 10%	SIM
		0,16	2,5	8,19	1,28	15,63	0,7680	1,63	incerteza maior que 10%	SIM
		0,17	2,5	8,70	1,445	13,84	0,8670	1,44	incerteza maior que 10%	SIM
		0,18	2,5	9,22	1,62	12,35	0,9720	1,29	incerteza maior que 10%	SIM
		0,19	2,5	9,73	1,805	11,08	1,0830	1,15	incerteza maior que 10%	Maior que momento máximo
		0,2	2,5	10,24	2	10,00	1,2000	1,04	incerteza maior que 10%	Maior que momento máximo
		0,21	2,5	10,75	2,205	9,07	1,3230	0,94	SIM	Maior que momento máximo
		0,22	2,5	11,26	2,42	8,26	1,4520	0,86	SIM	Maior que momento máximo
		0,23	2,5	11,78	2,645	7,56	1,5870	0,79	SIM	Maior que momento máximo
		0,24	2,5	12,29	2,88	6,94	1,7280	0,72	SIM	Maior que momento máximo

Figura 6.3: Planilha desenvolvida para seleção da célula de carga

Algumas das células de carga selecionadas poderiam ser utilizadas no início do ensaio, para valores ainda reduzidos de V_r . Outras, por outro lado, têm seu uso restrito a valores elevados de V_r , visto que suas incertezas seriam maiores que os valores medidos no início do ensaio.

Deve-se levar em consideração o seguinte fato. Durante o ensaio de VIV a velocidade do canal varia cerca de 10 vezes, iniciando com um valor próximo a $0,04m/s$ e chegando a valores da ordem de $0,4m/s$. Com essa variação, espera-se que as forças de sustentação e arrasto variem da ordem de 100 vezes. Como a incerteza de uma célula de carga é da ordem de 1 a 1,5% do seu fundo de escala, o sensor “ideal” deveria ter seu fundo de escala muito próximo ao valor máximo das forças no escoamento, ou seja, para um cilindro de $50mm$ de diâmetro externo algo entre 6 e $8Newtons$.

Encontrar células de carga com fundos de escala específicos não é uma tarefa simples. Considerando que este problema tivesse sido superado e uma célula de carga com um fundo de escala ideal fosse encontrada, ainda haveria problemas na medição. Como foi dito, a incerteza desses equipamentos é da ordem de 1% do fundo de escala, desta forma, no início do ensaio a incerteza seria da mesma ordem de grandeza que as forças a serem medidas. Dizer que uma força vale $0,5 \pm 0,6$. não tem muito sentido.

Atacando o problema por outro lado, pode-se pensar em utilizar uma célula de carga com fundo de escala menor que o necessário. Isso faria com que a incerteza também fosse menor e, portanto, seria possível medir as forças no início do ensaio com baixa incerteza relativa. O problema desta alternativa seria o final do ensaio, para valores elevados de V_r , quando

Tabela 6.1: Compilação do intervalo de V_r usado em alguns trabalhos

Referência	Trabalho	$V_{r,min}$	$V_{r,max}$
Jauvtis e Williamson (2003)	<i>Vortex-induced Vibrations of a cylinder with two degrees of freedom</i>	2	11
Khalak e Williamson (1996)	<i>Dynamics of a hydroelastic cylinder with very low mass and damping</i>	1	16
Govardhan e Williamson (2000)	<i>Modes of vortex formation and frequency response of a freely vibration cylinder</i>	3	12
Williamson e Govardhan (2004)	<i>Vortex-induced Vibrations</i>	1	17
Fujarra et al. (2001)	<i>Vortex-induced Vibrations of a flexible cantilever</i>	1	17
Hover, Tvedt e Triantafyllou (2001)	<i>Vortex-induced Vibrations of a cylinder with tripping wires</i>	2	12
Flemming e Williamson (2005)	<i>Vortex-induced Vibrations of a pivoted cylinder</i>	3	21

as forças atingem o fundo de escala. Caso a velocidade do canal não atinja valores elevados o ensaio também não atingirá elevados valores de V_r . Caso o ensaio seja programado para os limites convencionais de V_r então o sensor deixará de operar na sua região linear e, novamente, os valores medido perderão sua valia.

Numa situação extrema, caso as forças no cilindro sejam maiores que o valor de *overload* do sensor, este pode ser danificado seriamente. Na verdade, as forças não precisam atingir este valor, visto que ele indica os valores máximos instantâneos que o equipamento suporta. Manter sua operação durante prolongado intervalo de tempo numa região posterior ao fundo de escala pode, também, danificá-lo.

Outro problema relacionado à seleção de algumas das células de carga é o fato delas possuírem seis eixos. Por um lado essa característica permitiria medir as forças através do momento. Por outro, o momento máximo se mostra o fator limitante do ensaio. Pode-se pensar na medição pelo momento como um amplificador das forças. Como as células são projetadas para receberem as forças próximas a elas, o momento máximo é da ordem de 10 vezes o fundo

de escala. No ensaio, porém, a distância entre o ponto de aplicação da força e o sensor é da ordem de $500mm$. Forças baixas causam, desta forma, momentos dentro da faixa de medição. Forças elevadas, seguindo o mesmo princípio, também seriam “amplificadas” e ultrapassariam o *overload* do momento.

Apesar de não haver encontrado um equipamento com seis eixos que atenda as necessidades do ensaio, o aluno não pode afirmar que ele não exista. Na verdade, a conclusão do aluno é que apenas uma célula de carga com seis eixos não é o equipamento ideal para os ensaios a serem realizados.

Foi visto anteriormente, que usar um sensor de seis graus seria a solução mais simples para a medição das forças. Como este não pode ser encontrado, outras técnicas de medição foram estudadas.

Uma das soluções seria particionar a medição das forças em dois ou mais ensaios. Para velocidades reduzidas baixas uma célula de carga específica seria utilizada. A partir de determinado valor de V_r o ensaio seria interrompido, a célula de carga substituída e então o ensaio prosseguiria.

O problema desta alternativa é que cada sensor possui uma massa específica. Trocar o equipamento no meio do ensaio provocaria uma variação na massa da base e, portanto no m^* . Ainda que massas extras fossem anexadas a base quando esta estivesse operando com a célula de carga mais leve, de tal forma a anular o problema da variação de massa, nada garante que ao interromper o ensaio as mesmas condições estariam presentes na segunda etapa, dada a condição de histerese do fenômeno.

Outra solução seria medir as forças com células de carga convencionais, de apenas um grau. Estas células são, além de mais simples e muito mais baratas que as de seis graus, mais resistentes e oferecem menos incerteza. A grande dificuldade no emprego destes sensores é, como já foi dito anteriormente, que sua medição não será direta, visto que deveriam ser montadas no encaixe das molas.

Dentre as células de carga de seis graus estudadas, aquela que mais se aproxima do ideal é a Gamma 32, da ATI. Este sensor, considerando uma base elástica cuja frequência natural em ar é de $0,68Hz$ e cilindro de diâmetro externo de $50mm$ poderia operar entre os limites de V_r de 2,5 a 10,5, medindo o momento.

Uma última observação sobre a seleção da célula de carga citada acima é que o valor usado para a incerteza, cerca de 1% do fundo de escala, como indicado pelo fabricante, é uma situação limite. Segundo o catálogo do sensor, a incerteza não ultrapassa esse valor. Em condi-

ções ideais, espera-se que seu valor seja inferior ao indicado. Tal “melhora” na medição não foi considerada no modelo porque não é possível estimar qual será a incerteza do sensor nas condições do ensaio.

Não seria uma atitude prudente “acreditar” que o sensor mediria as forças hidrodinâmicas de maneira precisa, ainda que o modelo não previsse isso. O procedimento ideal seria calibrar a célula de carga. Desta forma seria possível determinar o grau de incerteza do equipamento nas condições do ensaio e, com este resultado julgar se ele seria, ou não, adequado.

Considerando o elevado custo desses sensores, da ordem de dezenas de milhares de reais, não seria interessante dar um palpite não completamente fundamentado.

Abandonando a busca pelas células de carga com seis eixos, o aluno focou na busca de células de carga simples. Como dito anteriormente elas são mais baratas, porém fornecem resultados indiretos. Para validar os ensaios realizados com tais equipamentos é necessário fazer ensaios mais simples de tal forma a desenvolver bem o modelo dinâmico que permitirá o emprego dessas células.

Retomando sua busca por sensores o aluno encontrou o modelo PME1 do fabricante KNWaagen Balanças. Tal sensor possui baixo valor de fundo de escala, $1kgf \cong 10N$. Os demais dados técnicos deste sensor se assemelham aos já citados anteriormente. Sua grande vantagem, por outro lado, é seu baixo custo. Enquanto os sensores de seis eixos estudados custavam na ordem de dezenas de milhares de reais, este modelo valia R\$85,00. Este valor permite que um teste seja feito. Como objetiva-se medir forças em duas direções, dois sensores PME1 foram adquiridos pelo laboratório NDF.

A figura 6.4 apresenta a célula de carga e a montagem responsável pelo seu emprego como medidora de força da base elástica.

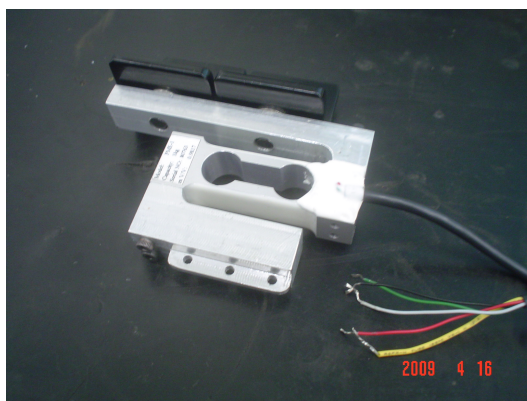


Figura 6.4: Conjunto da célula de carga

PARTE III

DESENVOLVIMENTO EXPERIMENTAL

7 ENSAIOS PRELIMINARES

7.1 Ensaios com a célula de carga

7.1.1 Calibração Estática

Para calibrar a célula de carga o aluno montou o esquema ilustrado na figura 7.2. Com este esquema o aluno suspendeu pequenos blocos metálicos cujas massas eram conhecidas e então registou a saída indicada no monitor, vide figura 7.1.

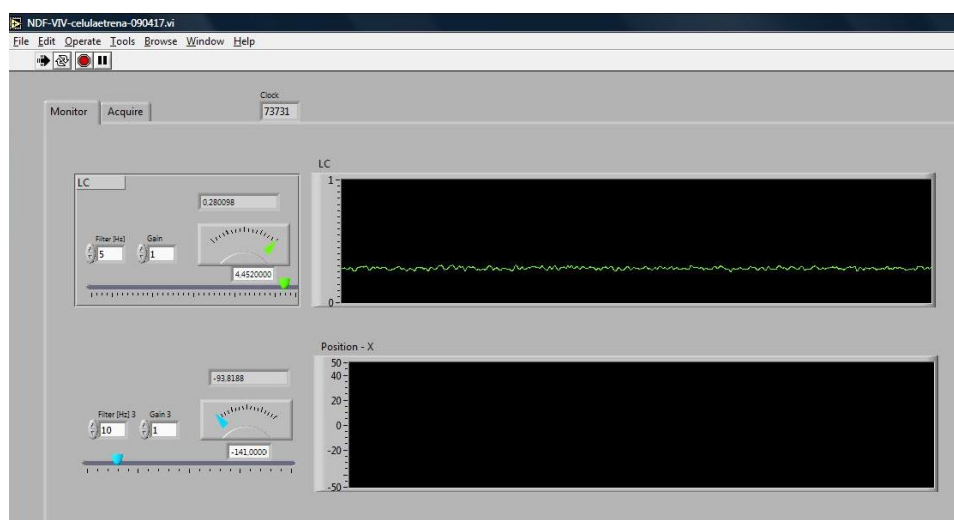


Figura 7.1: Monitor dos resultados medidos com a célula de carga e a trena laser

Visando estudar o comportamento da célula de carga para baixos valores de massa suspensa, o aluno variou a massa lentamente para os primeiros pontos. A partir de 143g os incrementos cresceram, pois não havia a necessidade de se estudar com tanto detalhe o meio da faixa de medição do sensor em vista que esta região apresenta comportamento linear.

Apesar do pequeno valor das massas suspensas para os primeiros pontos medidos, a célula de carga apresentou comportamento linear. Na figura 7.3 pode-se notar a linearidade da resposta da célula de carga.

Uma análise mais completa do ensaio de calibração pode ser feita através da regressão



Figura 7.2: Montagem experimental para calibração da célula de carga

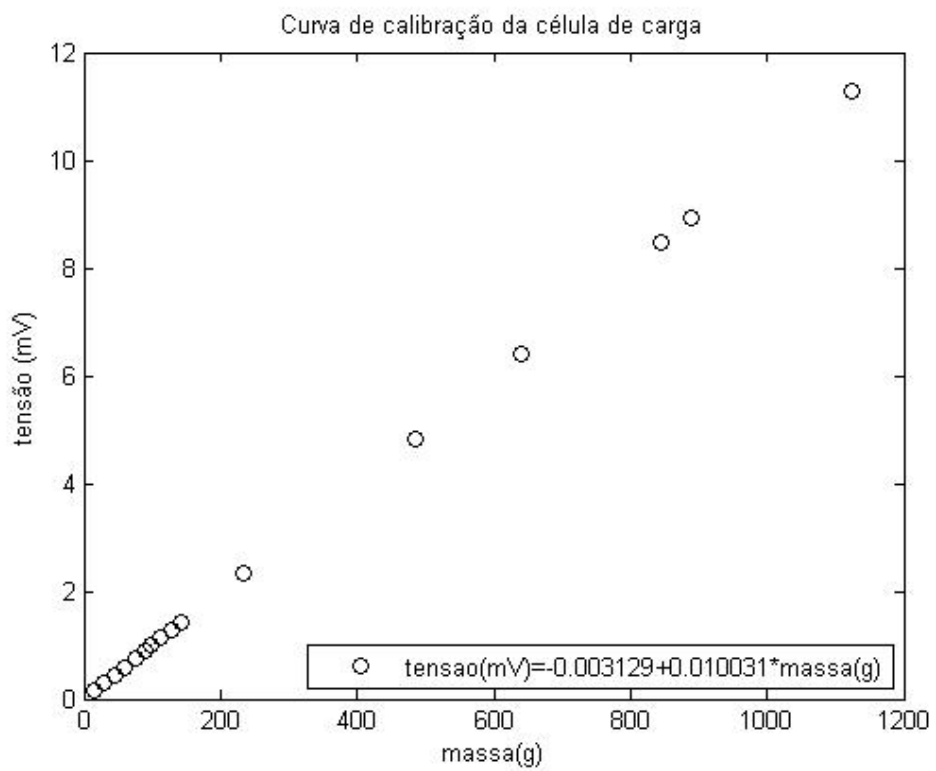


Figura 7.3: Resultado da calibração da célula de carga

linear dos pontos medidos. Não pertence ao escopo deste relatório abordar conceitos teóricos sobre estatística, logo serão apresentadas apenas as equações que fornecem os resultados desejados. Para uma abordagem mais completa dos conceitos estatísticos vide Hines et al. (2006).

Numa análise de regressão linear, com n pontos, objetiva-se encontrar uma função do tipo da equação 7.1.

$$\hat{y} = \beta_0 + \beta_1 x \quad (7.1)$$

onde os coeficientes β_0 e β_1 são dados por:

$$\beta_1 = \frac{\sum_{i=1}^n x_i y_i - \frac{1}{n} (\sum_{i=1}^n x_i) (\sum_{i=1}^n y_i)}{(\sum_{i=1}^n x_i^2) - \frac{1}{n} (\sum_{i=1}^n x_i)^2} \quad (7.2)$$

$$\beta_0 = \frac{1}{n} \left(\sum_{i=1}^n y_i \right) - \beta_1 \frac{1}{n} \left(\sum_{i=1}^n x_i \right) \quad (7.3)$$

Para realizar esta análise e outras futuras calibrações o aluno desenvolveu uma rotina em Matlab que retorna o gráfico dos pontos medidos, os valores de β_0 , β_1 e também do coeficiente de determinação R^2 , definido na equação 7.4.

$$R^2 = \beta_1 \frac{\sum_{i=1}^n x_i y_i - \frac{1}{n} (\sum_{i=1}^n x_i) (\sum_{i=1}^n y_i)}{\sum_{i=1}^n y_i^2 - \frac{1}{n} (\sum_{i=1}^n y_i)^2} \quad (7.4)$$

Para o ensaio de calibração da célula de carga os valores de β_0 e β_1 obtidos permitem reescrever a equação 7.5 como:

$$\hat{y} = -0,0031 + 0,01x \quad (7.5)$$

Conhecido o valor de β_1 pode-se determinar o valor do coeficiente de determinação.

$$R^2 = 1 \quad (7.6)$$

Este resultado indica que o comportamento da célula de carga é completamente linear em toda a sua faixa de medição. Da equação 7.5 pode-se notar que o valor de β_0 é muito pequeno em face a ao valor de $\beta_1 x$. A sensibilidade do equipamento pode ser adotada como:

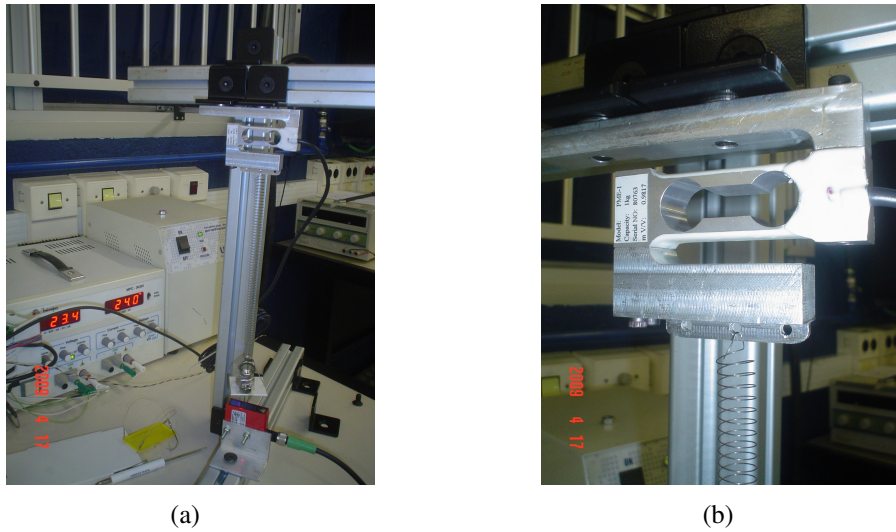


Figura 7.4: Montagem experimental para ensaio dinâmico da célula de carga (a) esquema geral (b) detalhe do encaixe da mola

$$\text{sensibilidade} = \frac{\text{variação na saída}}{\text{variação na entrada}} = 0,01\text{mV/g} \quad (7.7)$$

7.1.2 Modelo dinâmico com 1 grau de liberdade

A célula de carga adquirida pelo aluno não permite medições diretas de força no cilindro imerso. Para realizar tais medições será necessário empregar um modelo dinâmico. Visando simular tal condição o aluno bolou e realizou o seguinte ensaio.

Empregando a montagem experimental utilizada no ensaio de calibração e acoplado a trena laser, o aluno suspendeu pequenas massas com molas. Uma das extremidades da mola estava ligada a massa suspensa e a outra na célula de carga, tal como indica a figura 7.6.

Segundo o Teorema do Movimento do Baricentro (TMB):

$$\sum \vec{F}_{ext} = m \vec{a}_G \quad (7.8)$$

Considerando apenas um grau de liberdade, o TBM fica reduzido a clássica equação de um sistema massa-mola-amortecedor.

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + c \frac{dx}{dt} + kx = F_{ext} \quad (7.9)$$

O termo kx representa a força exercida pela mola. O valor registrado por esta força

é, na verdade, o inverso do valor registrado pela célula de carga, devido a uma convenção de sinais.

Como em ensaios de VIV não se emprega amortecedores, o amortecimento do sistema é basicamente causado pelo amortecimento estrutural. No desenvolvimento de sua base elástica o aluno obteve $\zeta = 0,2\% = 0,002$. Este valor é pequeno em relação aos termos $m\ddot{x}$ e kx e, portanto, será desprezado nesta primeira análise.

A melhor forma de se medir $m\ddot{x}$ seria empregando um acelerômetro, porém, devido a montagem experimental, este sensor traria uma grava dificuldade, que seria a influência do fio que o liga ao sistema de aquisição. Em um ensaio real de VIV um acelerômetro será empregado, mas neste primeiro ensaio dinâmico da célula de carga a aceleração será medida através da derivação numérica da série temporal registrada pela trena laser.

O modelo dinâmico que permite estimar a força externa agindo no sistema será dado, portanto, por:

$$m \frac{d^2x}{dt^2} - F_{loadcell} = F_{ext} \quad (7.10)$$

A derivada primeira de uma série temporal pode ser dada pela fórmula das diferenças centradas.

$$\left. \frac{df}{dx} \right|_{i \leftrightarrow i+1} = \frac{f(i+1) - f(i)}{\Delta x} \quad (7.11)$$

A derivada segunda pode ser obtida derivando, pelo mesmo processo, o resultado anterior.

$$\left. \frac{d^2f}{dx^2} \right|_i = \frac{f(i+1) - 2f(i) + f(i-1)}{(\Delta x)^2} \quad (7.12)$$

Determinado procedimento de análise dos sinais obtidos, o aluno desenvolveu uma rotina de Matlab que plota os sinais medidos, determina a derivada segunda do sinal da posição, calcula a força resultante que atua no sistema, determina a frequência de vibração e estima os valores da massa que foi adicionada ao sistema e da constante elástica da mola usada no ensaio.

O ensaio dinâmico se deu em três etapas. Na primeira o aluno suspendeu 15g por uma mola. Com os dados definidos no monitor o aluno definiu os valores de *offset*, ou seja, definiu que as posições e a força externa eram nulos. Ao aplicar um leve deslocamento na massa o aluno registrou a evolução dos sinais da força medida pela célula de carga e da posição da massa. Para

esta condição espera-se que a média da posição seja nula e que a massa adicional calculada seja nula.

Na segunda etapa o aluno aumentou a massa suspensa em 15g, fazendo com que a massa suspensa total fosse de 30g. Apesar dessa variação os *offsets* da primeira condição foram mantidos. Para esta condição espera-se que a média da posição não seja nula, mas, na verdade, um valor negativo, em vista da própria montagem experimental. Espera-se também que a massa adicional calculada seja próxima aos 15g adicionados.

Por fim o aluno adicionou outros 10g ao conjunto suspenso. Espera-se para esta condição que a média da posição tenha maior módulo que no caso anterior e que a massa adicional calculada seja próxima a 25g.

A tabela 7.1 apresenta os resultados do ensaio dinâmico.

Tabela 7.1: Resultados do ensaio dinâmico

Massa suspensa total(g)	Massa suspensa adicional(g)	Massa suspensa calculada(g)	Erro(g)
15	0	2,67	2,67
30	15	18,02	3,02
30	15	18,70	3,70
40	25	28,03	3,03
40	25	27,79	2,79

Da tabela 7.1 pode-se notar que o erro de estimação é próximo a 3g. A média dos erros é de 3,04g. Este resultado põe em dúvida o procedimento de calibração da célula de carga. Na seção 7.1.1 a sensibilidade foi obtida e o valor de β_0 simplesmente desprezado.

Dividindo o valor de β_0 pela sensibilidade e considerando o valor da aceleração da gravidade, tem-se que:

$$\frac{|\beta_0| 9,81}{\text{sensibilidade}} = 9,81 \frac{0,0031}{0,01} = 3,04 \quad (7.13)$$

O procedimento acima é realizado na rotina desenvolvida para Matlab. Ao que parece, o erro, inicialmente desprezado, se torna significativo após todas as passagens numéricas. Na verdade, pode-se entender que, ao desprezar o valor de β_0 , um erro de 3,04g foi cometido. Conclui-se desta análise que a célula de carga adquirida pelo aluno é bastante sensível e consegue medir, com precisão, forças pequenas.

Demais ensaios de calibração foram realizados. Em todos a sensibilidade foi confir-

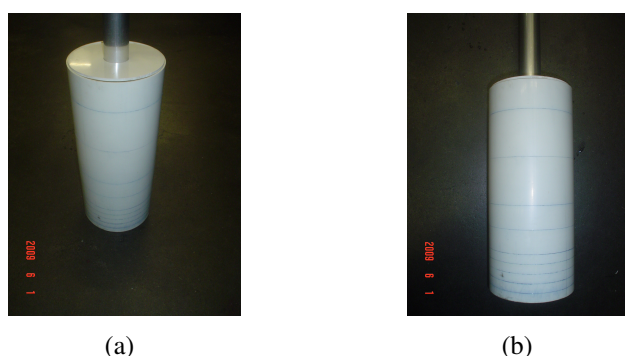


Figura 7.5: Corpo de provas usado para estudo do efeito das tridimensionalidades no escoamento

mada, porém o valor de β_0 variou. A melhor maneira de eliminar o erro de *offset* é fazer uma medição do sinal da célula de carga, na montagem em que será ensaiada, mas sem carregamentos, de forma a se definir a “força zero”. A média do sinal obtido desta forma é a melhor indicação do valor de *offset*. Para eliminar este desvio dos sinais medidos durante o ensaio basta subtrair o valor de *offset*.

7.1.3 Medição das forças de arrasto e sustentação

Como atividade complementar a seus estudos de VIV, o aluno desenvolveu uma série de estudos a respeito da força de arrasto e sustentação. Este estudo paralelo teve dois objetivos: analisar a influência da tridimensionalidade no escoamento e dar ao aluno maior familiaridade com o sistema de medição de forças.

Os ensaios foram realizados com o corpo de provas ilustrado na figura 7.5. Como pode-se notar na figura, o corpo possui diversas listras, que indicam alturas específicas. O diâmetro do corpo é de $d = 125\text{mm}$. As listras indicam alturas L tais que o parâmetro adimensional L/d tenha os seguintes valores: $1/10, 1/5, 3/10, 8/5, 1/2, 1, 3/2$ e 2 .

Para realizar os ensaios, o aluno desenvolveu uma interface com o software LabView na qual os sinais emitidos pela célula de carga eram recebidos, filtrados e amplificados. Tal interface permitia também fazer alguns cálculos intermediários e gravar os sinais resultantes.

Para determinar o *offset* da célula de carga uma primeira medição foi realizada. Esta medição é feita com o canal desligado e dura trinta segundos. Uma análise do sinal medido permite determinar o *offset* do sensor e também seu desvio padrão.

Determinado o *offset*, o canal é ligado e o ensaio iniciado. Medições de três minutos são intercaladas por intervalos de dois minutos nos quais a velocidade do canal é alterada. Esse

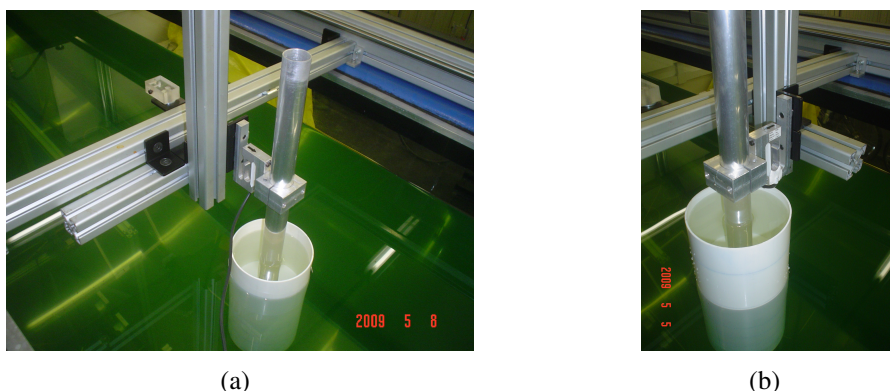


Figura 7.6: Montagem experimental para medição de (a) arrasto (condição $L/d = 2$) (b) sustentação (condição $L/d = 1,5$)



Figura 7.7: Sensor óptico ODSL8

longo intervalo entre as medições serve para evitar efeitos transitórios causados pela aceleração do escoamento.

As figuras 7.6(a) e 7.6(b) ilustram a montagem experimental para a medição das forças de arrasto e sustentação, respectivamente.

7.2 Ensaios com a trena laser

7.2.1 Calibração estática

Ao longo de seu sétimo semestre letivo, o aluno cursou a disciplina de graduação PME2451-Medição de Grandezas Mecânicas. Esta disciplina exigia como trabalho final o estudo de um equipamento de medição. O aluno optou por estudar os sensores ópticos de deslocamento, visto que trabalha diretamente com eles em sua iniciação científica. O sensor óptico estudado é o ODSL8, da empresa alemã *Leuze electronic*. Este sensor pode ser visto na figura 7.7.

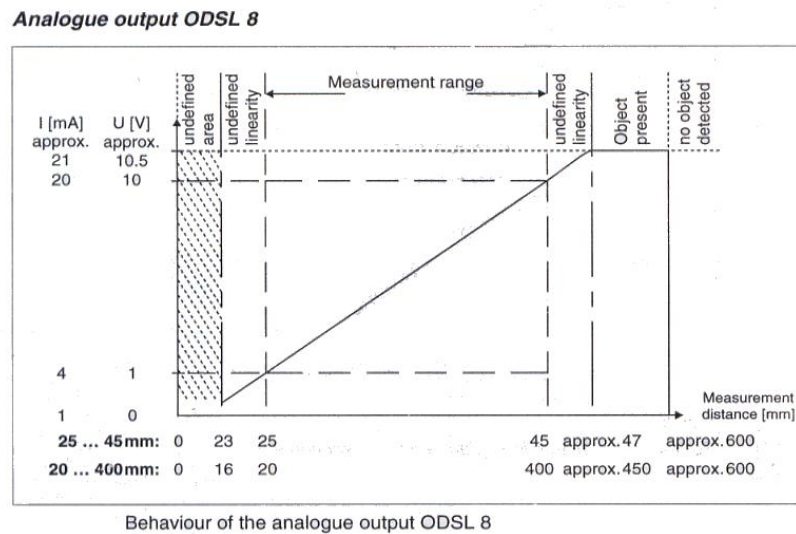


Figura 7.8: Curva de calibração do sensor ODSL8

No momento em que optou por este tema o aluno comunicou alguns dos pesquisadores do laboratório que trabalham com este sensor e estes se mostraram interessados neste estudo, visto que a curva de calibração do sensor nunca tinha sido levantada. O sensor sempre havia sido usado conforme a curva de calibração fornecida pelo fabricante. Esta curva pode ser vista na figura 7.8.

Algo que motivou o aluno a levantar a curva de calibração do sensor foi sua desconfiança nos valores apresentados no gráfico. Números tão “perfeitos”, para um equipamento real não pareciam verídicos. Por “perfeitos” deve-se entender que os números, além de inteiros, são “redondos”. Nota-se que o intervalo de medição é de 20mm até 400mm e não de 21mm até 403mm, por exemplo. Devido a estes números, que parecem ter sido arredondados serem usados no cálculo da sensibilidade do equipamento, o aluno se perguntou se este resultado também não seria aproximado e, estaria, portanto, trazendo erros aos ensaios realizados.

Antes de tratar do procedimento experimental realizado para determinar a sensibilidade do equipamento, cabe repetir o cálculo feito anteriormente no laboratório. Partindo da definição de sensibilidade, dada anteriormente, tem-se:

$$\text{sensibilidade} = \frac{\text{Resposta do sensor}}{\Delta \text{ entrada}} \quad (7.14)$$

Como a resposta do sensor é a diferença de potencial elétrico (ddp) nos seus terminais e a sua entrada é a distância do sensor ao alvo, tem-se que:



Figura 7.9: Detalhes da montagem experimental utilizada no levantamento da curva de calibração do sensor óptico

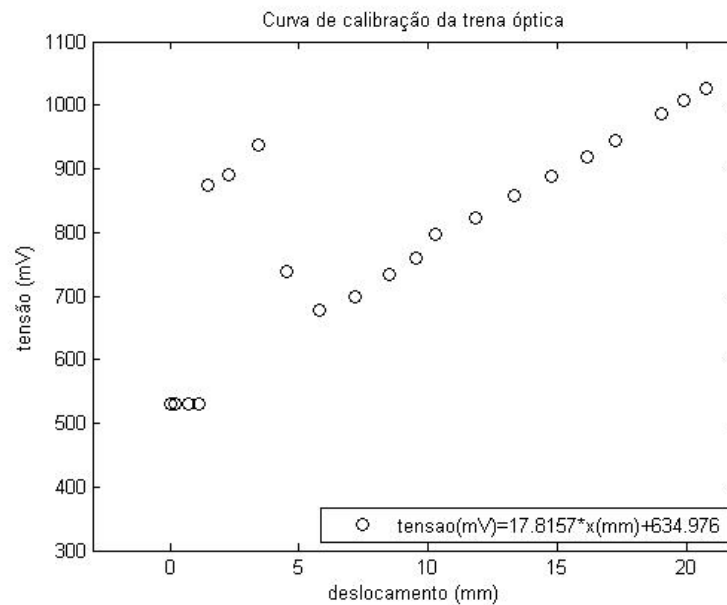


Figura 7.10: Resposta do sensor óptico dentro de sua zona morta

$$Sensibilidade = \frac{10 - 1 V}{400 - 20 mm} = \frac{9 V}{380 mm} = 0,02368 V/mm = 23,68 mV/mm \quad (7.15)$$

Para levantar a curva de calibração o aluno utilizou um riscador com painel eletrônico. Após definir uma posição zero para o riscador o aluno variava sua posição e registrava o valor indicado para a diferença de potencial elétrico apresentada nos terminais do sensor.

O aluno estudou desde a zona morta do sensor até a região onde o sensor não mais conseguia sentir a presença do alvo. Os dados colhidos permitiram a elaboração dos gráficos apresentados nas figuras 7.10 e 7.11.

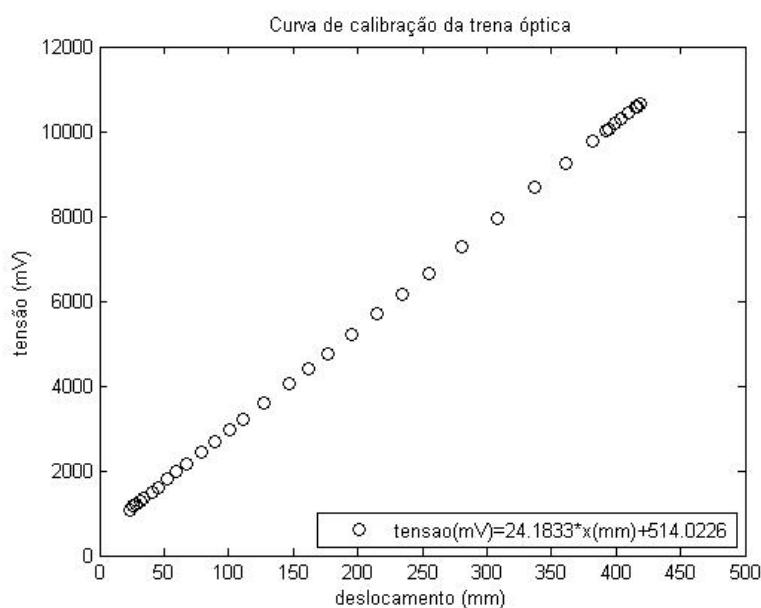


Figura 7.11: Resposta do sensor óptico na sua região linear

Na figura 7.10 nota-se a zona morta do sensor (primeiros quatro pontos) onde o sensor não apresenta variação em sua saída, dada uma variação do estímulo, no caso a variação de distância do riscador. Após a zona morta há um intervalo de comportamento não linear. Não é interessante fazer medições nesta região, pois como a sensibilidade varia, é difícil converter a saída do sensor para a distância desejada.

A figura 7.11 apresenta todos os dados obtidos no ensaio. Nota-se que após um deslocamento do riscador da ordem de 30mm o comportamento do sensor é linear.

A figura 7.12 ilustra os dados na região de medição. Nota-se que $R^2 = 1$, logo conclui-se que o sensor responde, realmente, de forma linear. O coeficiente angular apresentado na equação $\beta_1 = 24,18$ está nas unidades do gráfico (mV/mm), logo o real valor para a sensibilidade é de $0,02418\text{V}/\text{mm}$.

Como a sensibilidade determinada experimentalmente é muito próxima a sensibilidade calculada a partir do gráfico de calibração fornecido pelo fabricante, conclui-se que todos os resultados obtidos com este sensor foram bem analisados e que seus valores são válidos.

7.2.2 Estudo de caso: influência de fios suspensos na base elástica

Um estudo interessante a respeito da utilização da trena laser é verificar a influência de fios ligados a estrutura oscilante. A grande vantagem de empregar o sensor óptico na determinação

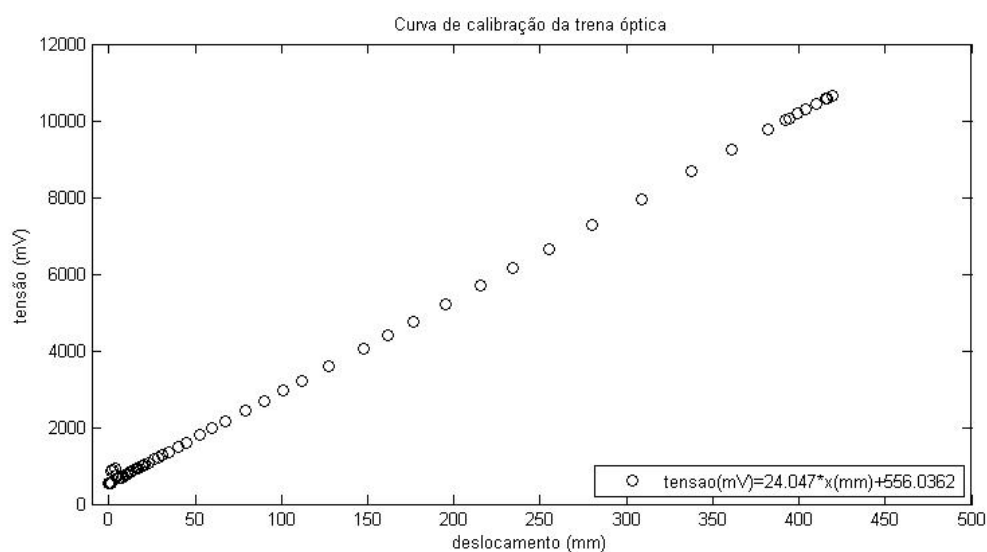


Figura 7.12: Determinação da sensibilidade do sensor óptico

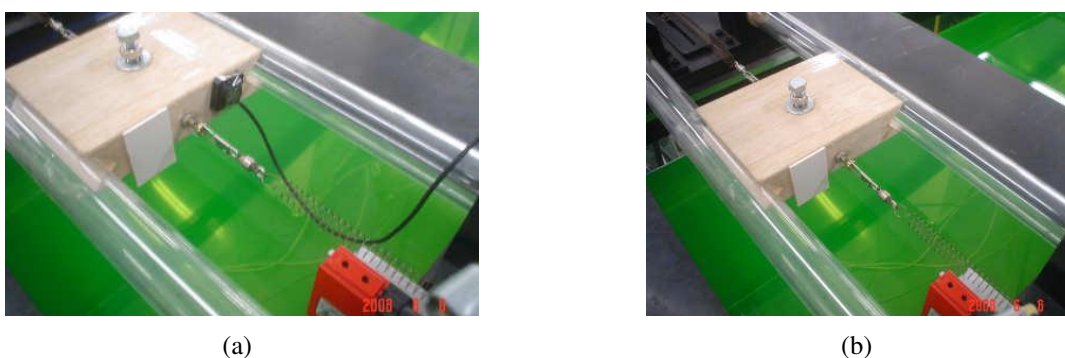


Figura 7.13: Montagem experimental para análise da influência de um fio preso à base. Montagem (a) caso com fio (b) sem fio

da posição do cilindro em um ensaio de VIV é não interferir no ensaio. Outros tipos de sensores demandariam a existência de fios ligados a base.

O movimento da base estica e relaxa o fio. A reação do fio funciona como um amortecedor, visto que age sempre contra o movimento da base e sem armazenar energia. Como consequência disso, tem-se que o fio aumenta o coeficiente de amortecimento estrutural da base.

Para testar esta hipótese o aluno ensaiou a base elástica de um grau de liberdade com e sem um fio. O fio se deve à instalação do acelerômetro que foi montado a base. O ensaio realizado consistiu em um ensaio de decaimento em ar. A figura 7.13(a) ilustra a montagem experimental do ensaio com fio e a figura 7.13(b) ilustra a montagem sem o fio.

Realizados os ensaios de decaimento o aluno analisou o sinal obtido pela trena laser e

determinou o coeficiente de amortecimento estrutural em cada caso. Para cada montagem cinco ensaios foram realizados. A tabela 7.2 apresenta os resultados obtidos.

Tabela 7.2: Resultados do ensaio para determinar a influência de um fio preso à base elástica

Ensaio	$\zeta_{com\ fio} [10^{-3}]$	$\zeta_{sem\ fio} [10^{-3}]$
1	4,0	3,1
2	3,7	3,2
3	4,1	3,2
4	4,5	3,2
5	4,3	3,2
média	4,12	3,22

Da tabela 7.2 pode-se calcular, empregando-se os valores médios, qual foi a variação percentual do coeficiente de amortecimento da base elástica nas condições com e sem fio.

$$\Delta\zeta(\%) = \frac{\zeta_{com\ fio} - \zeta_{sem, fio}}{\zeta_{com\ fio}} 100\% = \frac{4,12 - 3,22}{4,12} 100\% = 21,8\% \quad (7.16)$$

O valor obtido para $\Delta\zeta(\%)$ permite concluir que a presença do fio realmente afeta o coeficiente de amortecimento da base. Este resultado é importante para o projeto da base e para o desenvolvimento de montagens experimentais. Sempre que possível fios presos à estrutura oscilante da base devem ser evitados.

7.3 Ensaios com o acelerômetro

O objetivo de empregar acelerômetros nos ensaios de VIV é medir a aceleração da base de forma direta e precisa. O sinal da aceleração é importante para determinar quais são as forças hidrodinâmicas que agem no cilindro imerso. Nesta seção são apresentadas a calibração estática do acelerômetro, sua resposta em ensaios de decaimento e de oscilação forçada e ainda a comparação entre a aceleração medida pelo acelerômetro e determinada pela derivação numérica do sinal da trena laser.

7.3.1 Calibração estática

Para calibrar o acelerômetro é preciso solicitá-lo com uma aceleração conhecida e então ajustar sua resposta de forma a igualá-la ao valor esperado. O procedimento mais simples para aplicar

Tabela 7.3: Resultados obtidos na calibração do acelerômetro

$\theta(^{\circ})$	valor esperado (m/s^2)	valor medido (m/s^2)	desvio padrão
0	9,734	-	0,005
35	8,012	7,970	0,006
40	7,456	7,454	0,007
45	6,907	6,880	0,004
50	6,325	6,254	0,005
55	5,631	5,581	0,005
60	4,911	4,865	0,004
65	4,111	4,112	0,008
70	3,428	3,328	0,006
180	-9,724	-	0,006

uma aceleração conhecida ao acelerômetro é fixá-lo a uma superfície inclinável e então comparar sua medição com a projeção da aceleração da gravidade na direção normal à superfície. A figura 7.14 ilustra tal montagem experimental.



Figura 7.14: Montagem experimental para calibração do acelerômetro

A tabela 7.3 apresenta os resultados obtidos pelo aluno. Para cada inclinação o aluno estudou o desvio padrão da medição.

7.3.2 Estudo da resposta do acelerômetro em ensaio de decaimento e oscilação forçada

Visando estudar a resposta do acelerômetro três ensaios foram realizados. Os dois primeiros consistiam em ensaios de decaimento onde o cilindro era deslocado e então liberado para oscilar livremente. A diferença entre esses ensaios foi o uso, ou não, de molas. O primeiro ensaio

empregou apenas o efeito pendular da base, enquanto que o segundo utilizou também um par de molas para aumentar a frequência natural de oscilação do sistema. O terceiro ensaio consistia na oscilação forçada da base. Neste ensaio o aluno movimentou a base de forma arbitrária e buscando atingir a maior frequência que conseguiu.

A figura 7.15 ilustra a montagem do acelerômetro na base elástica. A base foi movimentada, em todos os ensaios, na direção y . O sensor foi colado a base no mesmo alvo do laser da direção y de forma a medir a aceleração do mesmo ponto.

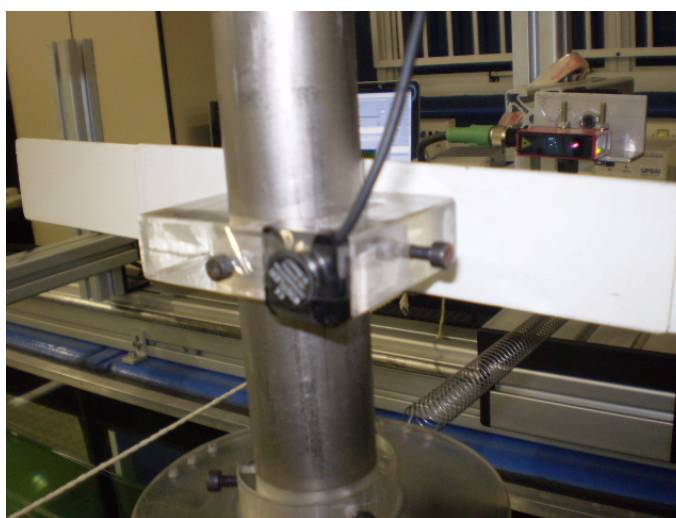


Figura 7.15: Montagem do acelerômetro na base elástica

A frequência de aquisição empregada foi de 100Hz .

7.3.3 Análise dos resultados

7.3.3.1 Estimando a aceleração por derivação numérica - sem filtragem do sinal

A figura 7.16 apresenta o resultado de um dos ensaios realizados com o acelerômetro. O processo de derivação empregado utilizou os dados obtidos pela trena laser e obteve a derivada segunda de tal sinal através da equação 7.17.

$$\frac{d^2x}{dt^2}|_t = \frac{x(t + \Delta t) - 2x(t) + x(t - \Delta t)}{(\Delta t)^2} \quad (7.17)$$

Da figura pode-se notar que o processo de derivação numérico empregado gerou muito ruído no sinal da aceleração. Além disso, pode-se notar que os sinais possuem amplitudes diferentes. Uma maneira de avaliar a amplitude do sinal é através do conceito de RMS (root mean square), definido pela equação 7.18 .

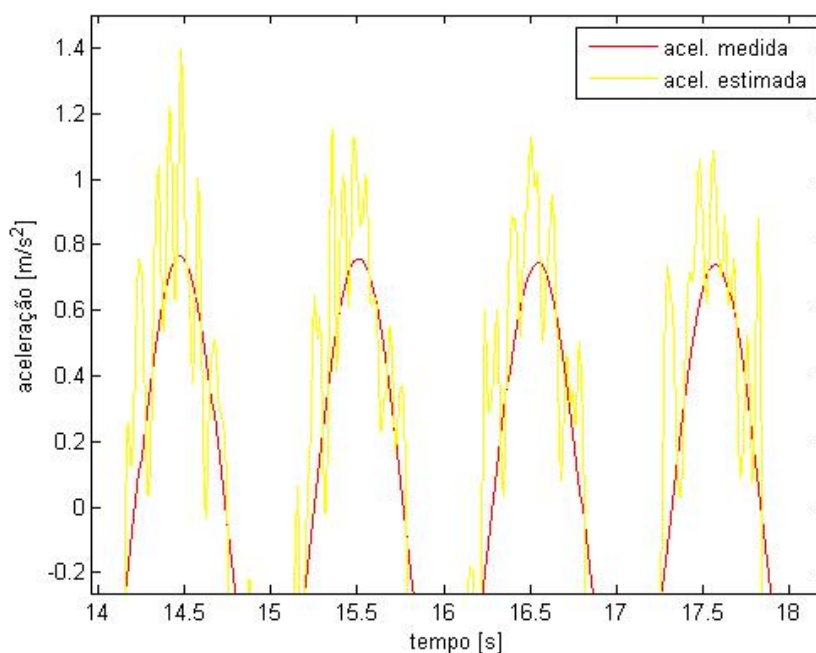


Figura 7.16: Comparação entre aceleração obtida numericamente e pelo acelerômetro

$$X_{RMS} = \sqrt{\frac{\sum_{k=1}^N x_k^2}{N}} \quad (7.18)$$

Aplicando este conceito e medindo o valor da amplitude para os sinais da aceleração medida e estimada obtém-se $a_{estimada} = 0,74m/s^2$ e $a_{medida} = 0.54m/s^2$. A diferença de amplitude é significativa.

Dessa análise, conclui-se que a derivação do sinal original da posição, sem filtragem, não é um boa maneira para se determinar a aceleração da base, tendo em vista o ruído e a diferença de amplitude apresentada.

7.3.3.2 Estimando a aceleração por derivação numérica - com filtragem do sinal

Na seção 2.3.3 o aluno apresentou o procedimento para filtrar sinais. Aplicando tal procedimento, o aluno desenvolveu uma rotina em MatLab que além de filtrar o sinal com uma dada frequência de corte, escolhida pelo usuário, determina sua primeira derivada. Para estimar a aceleração da base, basta aplicar a rotina duas vezes. É interessante filtrar o sinal da primeira derivada, ainda que esta tenha sido obtida com um sinal já filtrado, pois ruído numérico pode aparecer nas altas frequências, prejudicando a qualidade da análise.

Antes de aplicar a rotina desenvolvida nos sinais reais, é importante validá-la com

sinais teóricos. Dois exemplos são dados a seguir. Nesses exemplos a derivada segunda obtida numericamente é comparada com a derivada segunda obtida analiticamente.

Primeiro exemplo: Determinar a derivada segunda da função $f_1(t)$.

$$f_1(t) = 3 \sin(6\pi t + \pi) \quad (7.19)$$

$$\frac{d^2 f_1}{dt^2} = -108 \pi^2 \sin(6\pi t + \pi) \quad (7.20)$$

A figura 7.17 apresenta a comparação entre os sinais teórico e estimado numericamente. Nota-se que o erro de RMS obtido é muito baixo, da ordem de 0,01%, e se deve a erros numéricos.

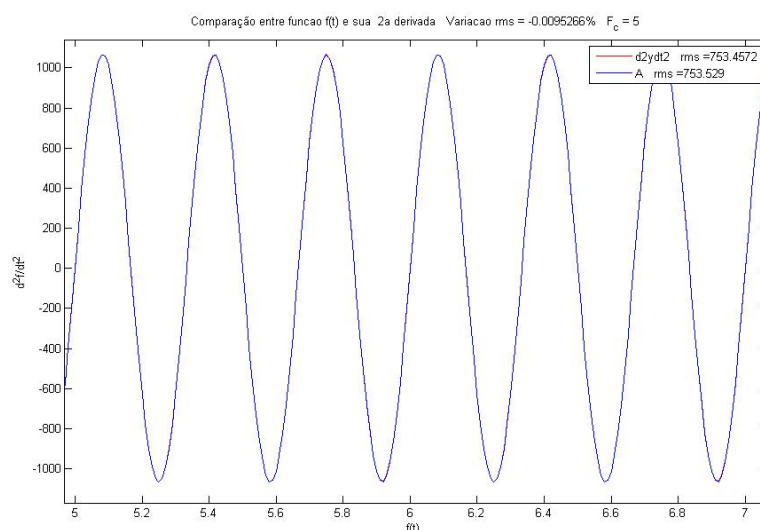


Figura 7.17: Comparação entre sinal obtido numericamente e analiticamente -exemplo 1

Segundo exemplo: Determinar a frequência segunda da função $f_2(t)$.

$$f_2(t) = 0,5 \sin(\pi t) \quad (7.21)$$

$$\frac{d^2 f_2}{dt^2} = -0,5 \pi^2 \sin(\pi t) \quad (7.22)$$

A figura 7.18 apresenta a comparação entre os sinais teórico e estimado numericamente para o exemplo 2. Nota-se que o erro de RMS obtido continua sendo pequeno, da ordem de 0,2%. É importante notar também que a rotina não criou uma diferença de fase entre os sinais.

Conclui-se, portanto, que a rotina desenvolvida pelo aluno funciona adequadamente. Não foi possível testar o filtro da rotina nos exemplos acima, pois não havia frequências a se

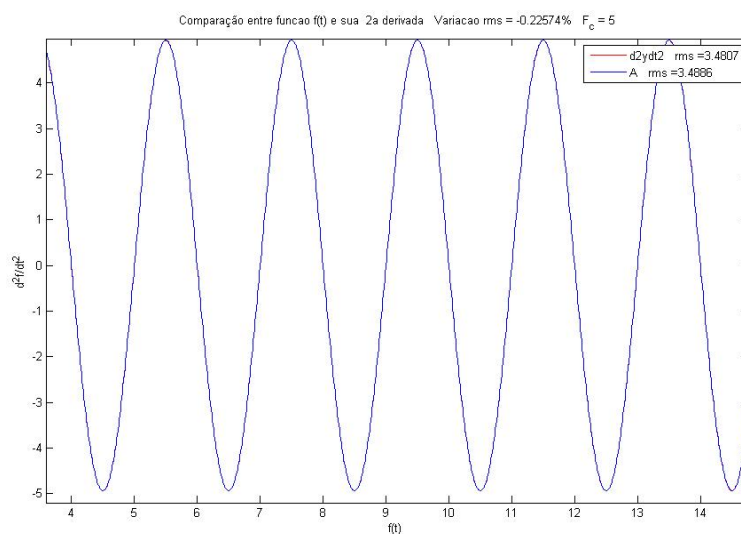


Figura 7.18: Comparação entre sinal obtido numericamente e analiticamente - exemplo 2

eliminar, mas apesar disso o sinal foi filtrado. O fato de o filtro não haver influenciado nos resultados teóricos indica que ele não causou erros.

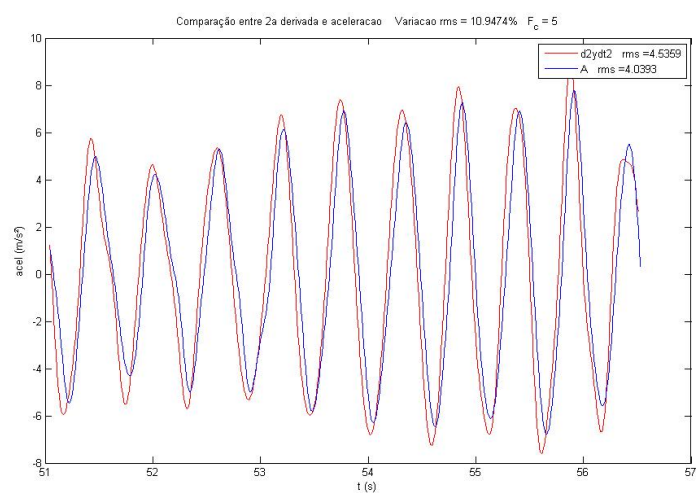
Aplicando a mesma rotina para os sinais do ensaio forçado, decaimento com molas e sem molas, obtém-se a figura 7.19.

Nota-se da figura 7.19 que o erro de RMS é muito grande, quando comparado aos erros oriundos do procedimento numérico. Tal erro na amplitude só pode ser consequência de erros de medição, mas qual sensor estaria errado, a trena laser ou o acelerômetro. Ambos os sensores foram calibrados e apresentaram bons resultados, porém algum deles, ou ambos, apresentaram certo ganho na amplitude.

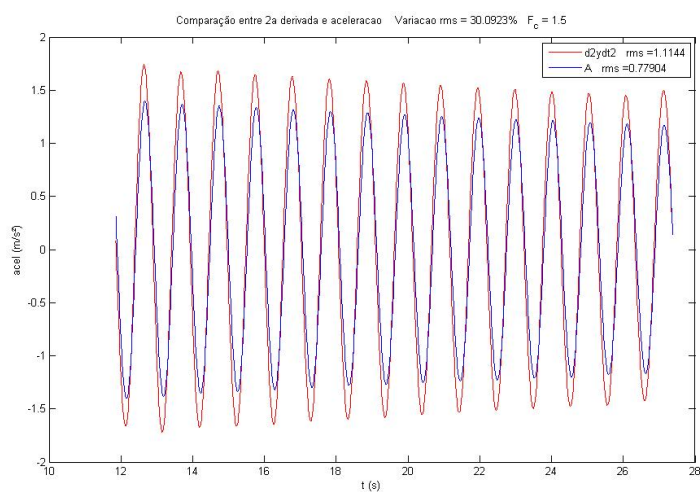
A solução desta questão baseia-se no fato de que ensaios estáticos não são bons para se determinar o comportamento de sensores em condições não estáticas. Ambos os sensores foram calibrados estaticamente, mas empregados em ensaios oscilatórios. Precisa-se conhecer, portanto, qual é o comportamento dos sensores em diversas frequências.

Como a trena laser não se move durante o ensaio e seu princípio de funcionamento também não está relacionado ao seu movimento, não faz sentido considerar que seu comportamento varie em função da frequência do corpo. O acelerômetro, por outro lado, funciona baseado em seu comportamento dinâmico e sua resposta é função da frequência de oscilação.

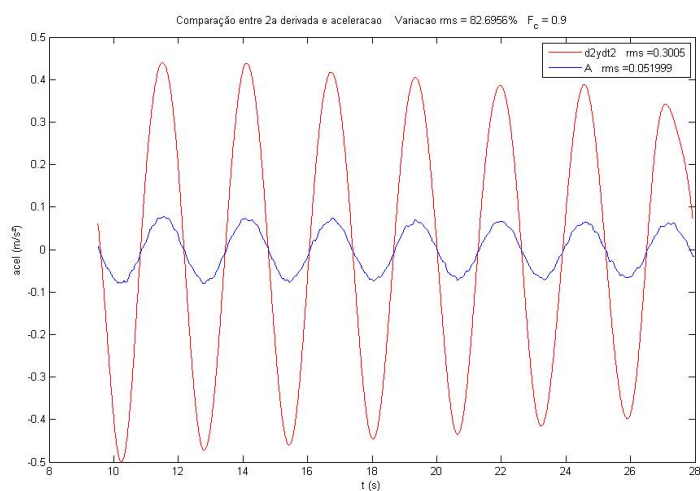
O modelo de acelerômetro empregado no laboratório é “estático”, ou seja, feito para medir baixas frequências. Motivado pelos resultados anteriores o aluno buscou no manual do sensor a sua curva de calibração, ilustrada na figura 7.20.



(a)



(b)



(c)

Figura 7.19: Comparação dos sinais medido e estimado da aceleração (a) ensaio de oscilação forçada (b) decaimento em ar com molas (c) decaimento em ar sem molas

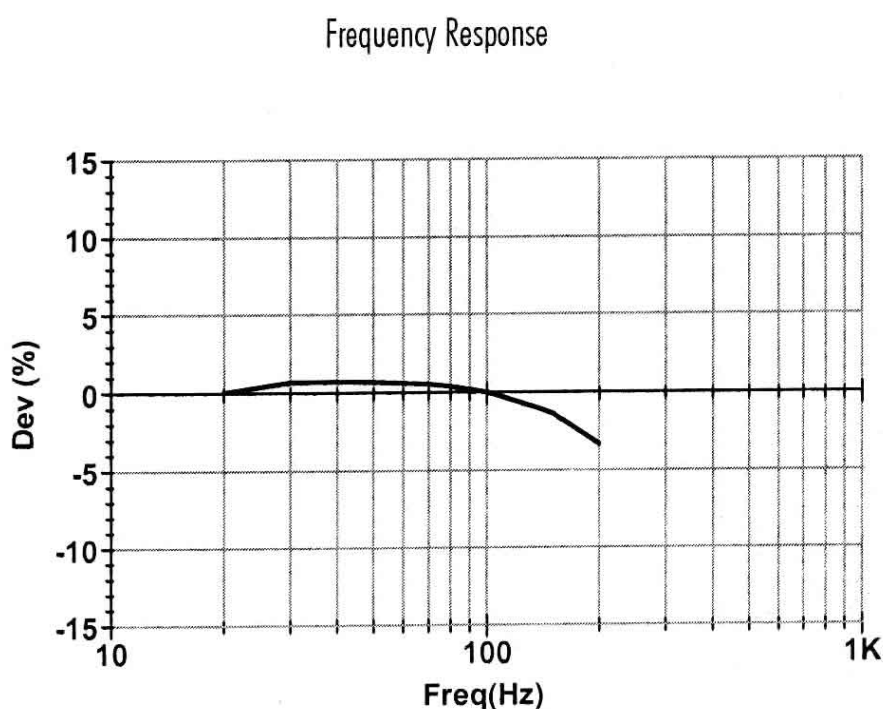


Figura 7.20: Desvio do acelerômetro em função da frequência de oscilação

Pode-se notar que a menor frequência considerada pelo fabricante é 10Hz . Nos ensaios realizados, porém, a frequência é próxima a 2Hz no ensaio forçado, 1Hz no ensaio com molas e $0,4\text{Hz}$ no ensaio sem molas. Pode-se afirmar, portanto, que o acelerômetro passa a apresentar um ganho na amplitude menor do que a unidade, e que diminui ainda mais quanto menor for a frequência de aquisição. Essa afirmação é confirmada pelo crescente valor do erro de RMS. Para o ensaio com maior frequência, forçado, o erro foi da ordem de 11%, enquanto que para o ensaio com menor frequência, sem molas, o erro foi da ordem de 83%.

Conclui-se, portanto, que o acelerômetro não é o sensor ideal para medir a aceleração ao longo dos ensaios de VIV. A melhor alternativa para se determinar a aceleração da base é empregar a derivação numérica do sinal filtrado da posição, medido com a trena laser.

7.4 Ensaios com o anemômetro de filme quente

7.4.1 Instalação do anemômetro

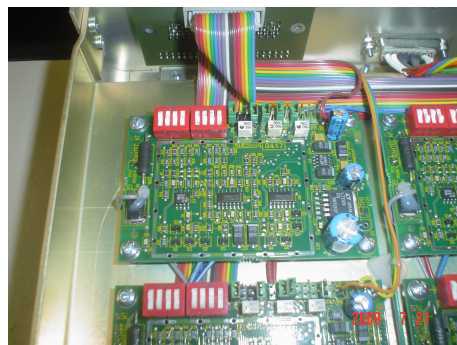
Devido a fragilidade da sonda, a instalação do sensor se deu de forma muito cuidadosa. A água do canal de água recirculante do laboratório NDF foi filtrada de forma a evitar que pequenas partículas viessem a danificar a sonda.

Este sensor possui uma interface mais complexa que os demais sensores. Para instalar

fisicamente o anemômetro é preciso ligá-lo ao seu próprio sistema de aquisição e então ligar a saída deste ao sistema de aquisição de dados do laboratório. A figura 7.21(a) ilustra o sistema de aquisição do anemômetro. O figura 7.21(b) ilustra um detalhe deste sistema de aquisição. Os *switches* vermelhos localizados no canto superior esquerdo de cada placa são um ajuste de resistência do anemômetro. Este *switch* possuem oito pequenas chaves que ativam ou desativam algumas resistências.



(a)



(b)

Figura 7.21: (a) Sistema de aquisição do anemômetro de filme quente (b) detalhe da placa de aquisição

Para cada combinação de chaves do *switch* uma resistência elétrica diferente é somada ao circuito do anemômetro. Essa resistência define qual será a temperatura de operação do filamento da sonda e essa característica é fundamental para o funcionamento do sensor. A temperatura escolhida para o filamento foi de 140°C . A configuração das chaves se deu através de uma planilha fornecida pelo fabricante do sensor. Cada sonda, para cada condição de ensaio e para cada temperatura de operação possui uma configuração especial.

Caso a configuração não seja a ideal para cada situação, então a sonda não apresentará um bom desempenho, tendo uma baixa sensibilidade, ou ainda criando uma bolha ao redor do filamento. A bolha aparece quando o filamento está muito quente e ocorre a evaporação da água.

O surgimento de bolhas ao redor da sonda é só uma das características que diferencia o emprego deste tipo de sensor em água e em ar. escoamento de fluidos gasosos não apresentam mudança de fase e são, geralmente, muito menos agressivos à sonda, devido a densidade do fluido e sua reatividade química. O emprego de anemometria de filme quente em líquidos deve levar em consideração ambas as questões. Essa preocupação é tão grande que ela define dois diferentes tipos de sonda. Ensaios em ar podem ser realizados com anemômetros de filme quente, enquanto que ensaios em água são realizados com anemômetros de filme quente. A

diferença entre o fio e o filme é que este segundo possui uma película protetora ao redor do fio que o protege da corrosão.

Além de instalar o sensor, é preciso preparar o arranjo experimental no qual ele será montado. A sonda é encaixada a uma haste fornecida pelo fabricante. Esta haste, por sua vez, deve ser posicionada no local cuja velocidade se deseja medir. As figuras 7.22(a) e 7.22(b) ilustram a montagem da sonda na haste e o suporte da haste.

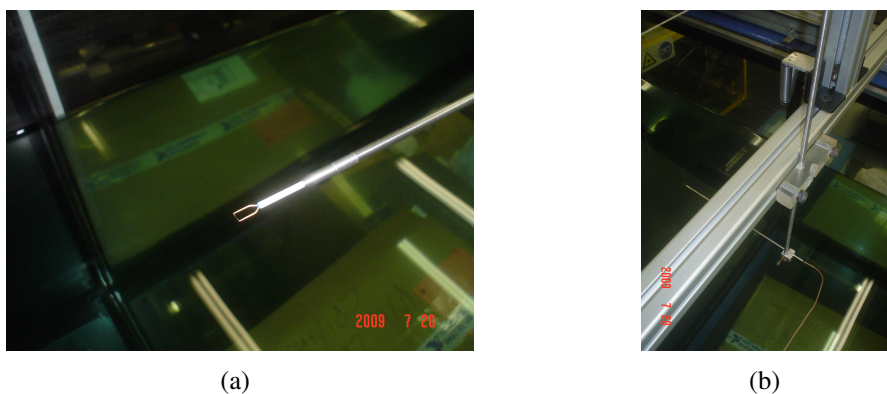


Figura 7.22: (a) Sonda e haste do anemômetro (b) suporte da haste

Após a instalação do sensor é preciso fazer sua calibração. Eguti (2005) apresenta diversas técnicas que podem ser empregadas para este fim, mas como o objetivo do emprego deste sensor é determinar a frequência de desprendimento de vórtices sua calibração não se faz necessária.

O anemômetro não foi calibrado por dois motivos. O primeiro refere-se diretamente ao objetivo do emprego deste sensor, que é medir a frequência de desprendimento de vórtices. Ainda que os valores aquisitados não tenham nenhum valor numérico, a frequência do fenômeno ainda pode ser determinada, visto que ainda que a calibração mudasse o valor numérico para outra grandeza física, ambos ainda teriam a mesma frequência. Este argumento também é apresentado em Eguti (2005).

O segundo motivo para não realizar a calibração é que o anemômetro é um equipamento muito preciso e com alta sensibilidade. Para calibrá-lo seria necessário submetê-lo a um escoamento com velocidade muito bem conhecida. A velocidade do escoamento no canal de água recirculante do laboratório NDF é determinada pela razão entre a vazão e a área do escoamento, tal como ilustrado na equação 7.23. Nesta equação Q representa a vazão em litros, medida por um medidor de vazão, h representa a altura da coluna d'água no momento do ensaio e b representa a largura do canal. De todos estes termos o único constante é $b = 0,70m$.

$$U_{\infty} = \frac{Q}{1000 h b} \quad (7.23)$$

Como existe uma imprecisão no valor Q e no valor h , a velocidade do escoamento também terá uma incerteza. Além destas incertezas de medição, o cálculo da velocidade do escoamento feito desta forma assume como hipótese que o escoamento é uniforme em toda a seção transversal, o que não é verdade, pois existe os efeitos de camada limite, superfície livre, etc.

Apesar de todas as incertezas no cálculo da velocidade do escoamento, U_{∞} , este valor pode ser empregado na maioria das situações, pois sua incerteza ainda é baixa, mas não pode ser empregado na calibração do anemômetro. Uma comparação interessante seria calibrar um paquímetro utilizando uma régua.

7.4.2 Medição da frequência de desprendimento de vórtices em cilindro fixo

Visando realizar um ensaio mais simples a respeito da medição da frequência de desprendimento de vórtices em ensaios de VIV o aluno realizou um ensaio com cilindro fixo. O diâmetro do cilindro era de $32mm$. Neste ensaio o anemômetro foi posicionado a jusante do cilindro em 4 diferentes posições de forma a poder se comparar e também validar os resultados. Cada posição visava estudar uma posição relativa da sonda com relação ao diâmetro do cilindro, para, desta forma, se determinar a melhor região para posicionar a sonda durante os ensaios de VIV. A figura 7.23 ilustra um esquema que apresenta as posições ensaiadas e as figuras 7.24 apresenta a montagem para algumas delas.

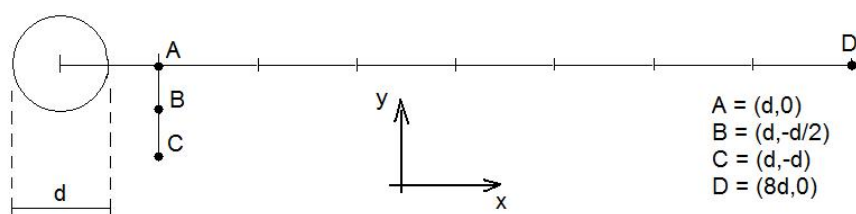


Figura 7.23: Posições ensaiadas do anemômetro

A técnica empregada para determinar a frequência de desprendimento de vórtices consiste em analisar o espectro de potência do sinal de cada ensaio e então buscar a frequência com maior energia. Esta técnica funciona muito bem quando existe uma banda estreita, ou algumas bandas estreitas, onde cada uma representa a frequência de uma parte do fenômeno. Nos ensaios realizados com o anemômetro, os espectros de potência, para algumas posições da

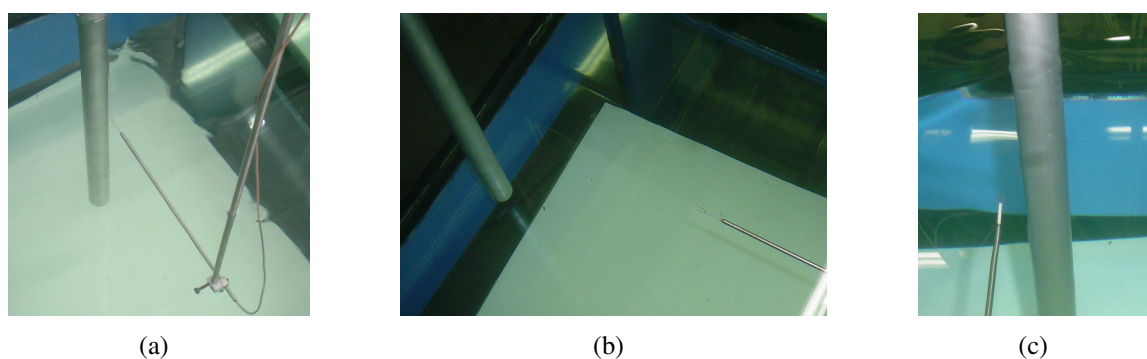


Figura 7.24: Posição da sonda (a) $y = 0d$; $x = 1d$ (b) $y = 0d$; $x = 8d$ (c) $y = 1d$; $x = 1d$

sonda, se mostraram muito complicados. Neles, a determinação da frequência de desprendimento de vórtices ficou dificultada. As figuras 7.25(a) e 7.25(b) ilustram o espectro de potência do sinal obtido para a mesma velocidade do canal, para a sonda em duas posições diferentes.

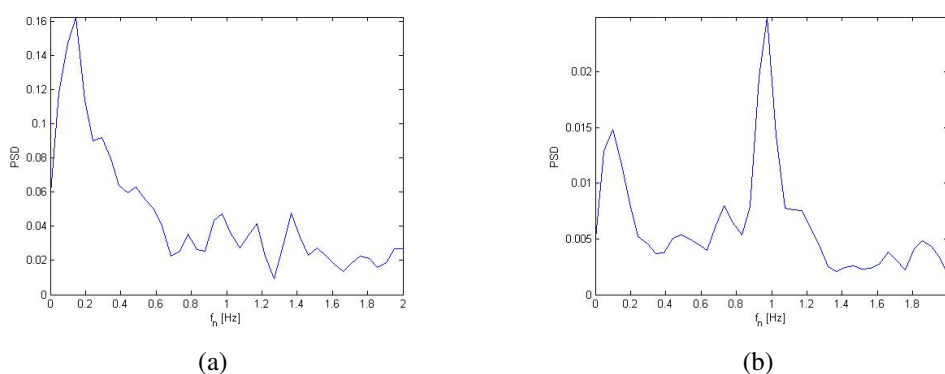


Figura 7.25: Espectro de potência para sinais obtidos pela sonda do anemômetro de filme quente para as posições (a) A (b) D

Para as posições muito próximas ao cilindro o sinal obtido possui diversas frequências, visto que nesta região os vórtices ainda não estão formados. No ponto A as camadas cisalhantes ainda estão se enrolando então diversas frequências ocorrem, oriundas de cada processo de formação. Deste espectro é difícil obter qual é a frequência de desprendimento de vórtices. O ponto D, por sua vez, recebe a esteira de vórtices bem definida. Existe uma frequência dominante no espectro que é justamente a frequência com que os vórtices passam pela sonda.

Ainda analisando o espectro de potência destes sinais, pode-se notar a existência de um pico de potência com baixa frequência. Este pico indica que a velocidade do fluido na sonda varia com uma baixa frequência, porém com considerável amplitude. Esta variação pode ser oriunda do próprio fenômeno de geração e desprendimento de vórtices, como também ser resultado de uma flutuação da velocidade média do canal. Como já apresentado anteriormente, a

técnica de anemometria de filme quente é muito sensível e consegue medir pequenas variações, logo é possível que o batimento de baixa frequência seja consequência de um batimento na rotação da bomba que cause uma leve oscilação na velocidade média do canal.

A análise dos sinais forneceu para cada condição do canal a sua frequência de desprendimento de vórtices. Conhecida a velocidade média do canal para cada ensaio e o diâmetro do cilindro, determina-se o número de Strouhal, St , e o número de Reynolds, Re , pelas equações 7.24 e 7.24, respectivamente.

$$St = \frac{f_v d}{U_\infty} \quad (7.24)$$

$$Re = \frac{U_\infty d}{\nu} \quad (7.25)$$

Norberg (2003) apresenta uma série de equações que permitem determinar o valor de St em diversas faixas de Re . Dentro da faixa de Re $1,6 \cdot 10^3 - 1,5 \cdot 10^5$ a equação indicada é dada pela expressão 7.26.

$$St = 0,1853 + 0,0261 \exp(-0,9 x^{2,3}) \quad x = \log\left(\frac{Re}{1600}\right) \quad (7.26)$$

A figura 7.26 apresenta os resultados obtidos para cada posição e o resultado fornecido por Norberg (2003). Pode-se notar que os melhores resultados ocorrem para as posições C e D, que são as mais distantes do cilindro. Como dito anteriormente, quando a sonda está muito próxima ao cilindro, ela está numa região onde a esteira ainda não está bem definida, logo é difícil definir alguma frequência dominante e a que parte do fenômeno ela está relacionada.

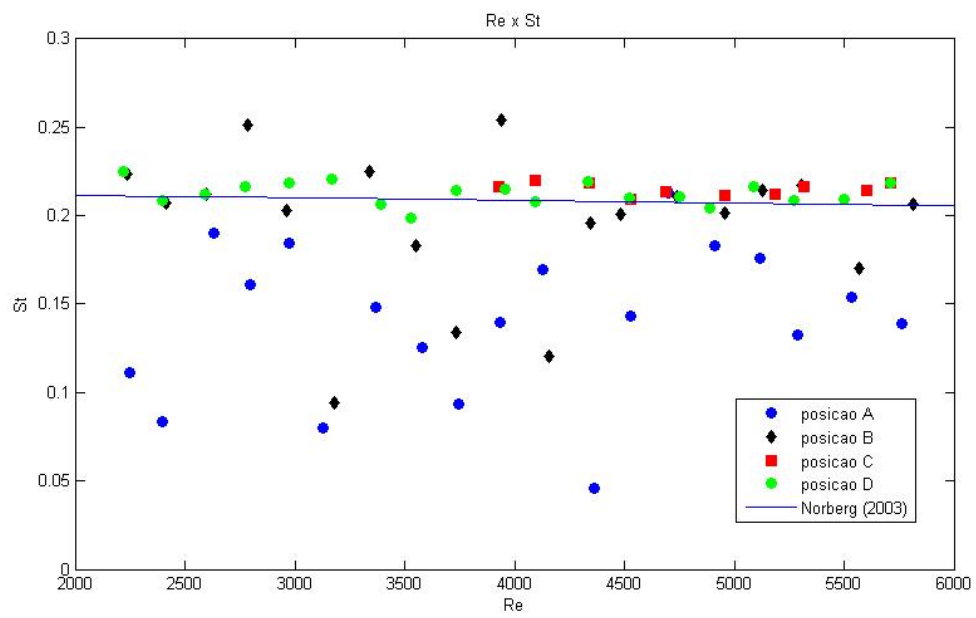


Figura 7.26: Curva St versus Re para 4 posições da sonda e comparação com dados experimentais obtidos por Norberg (2003)

8 DECAIMENTOS EM AR E VALIDAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO

8.1 Objetivos

Realizar ensaios de decaimento faz parte da metodologia empregada nos estudos de VIV. Ensaios em ar e em água são importantes, pois cada um revela uma característica do sistema. A frequência natural de oscilação da base, f_n , é determinada em água, pois é neste meio que o ensaio será conduzido. O fator de amortecimento, ζ , é determinado em ar para que se avalie apenas a parcela do amortecimento estrutural.

Ensaios de decaimento em água são realizados antes dos ensaios de VIV, pois utilizam a mesma configuração experimental. Ensaios em ar, por sua vez, precisam ser realizados com uma montagem experimental distinta, visto que deseja-se manter a massa da estrutura, mas sem permitir que o fluido interfira na oscilação da base.

São dois, os principais objetivos para realizar ensaios de decaimento em ar. Um deles é determinar o fator de amortecimento estrutural da base elástica pendular. Este valor é importante por dois motivos. O primeiro é validar a base para a realização de ensaios, pois caso o fator de amortecimento seja alto alguma alteração precisaria ser proposta. O segundo é poder comparar os resultados obtidos com outros existentes na literatura, visto que muitos trabalhos apresentam seus resultados em função do parâmetro $m^* \zeta$, ou ainda, $(m^* + C_a) \zeta$, e não apenas da massa adimensional m^* .

O segundo objetivo para a realização destes ensaios é a validação do modelo desenvolvido pelo aluno para estimar a frequência natural da base elástica pendular.

8.2 Procedimento experimental

Existem duas maneiras de realizar ensaios de decaimento em ar. Uma delas consiste em retirar o cilindro de ensaio da base elástica, compensando a sua massa de forma a não alterar a massa

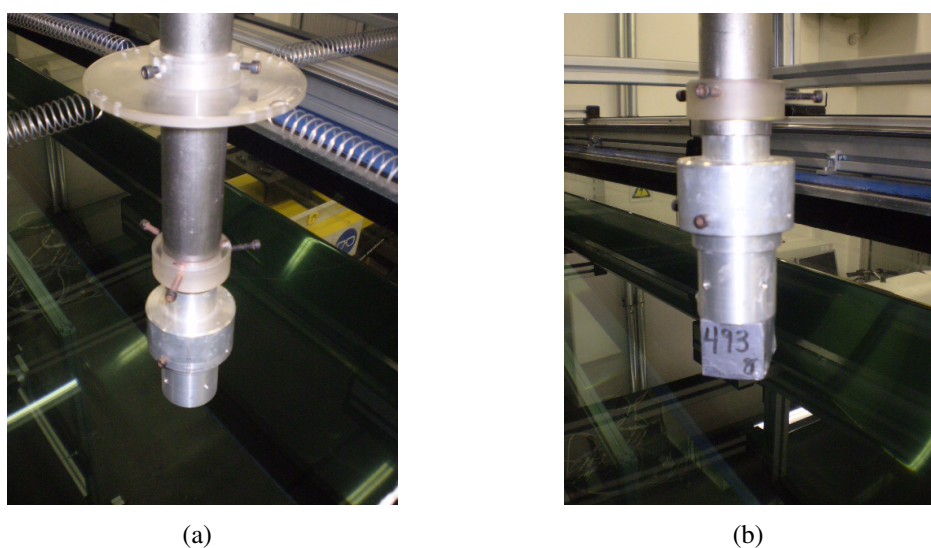


Figura 8.1: Montagem experimental realização de ensaio de decaimento em ar para cilindro de (a) 32mm (b) 50mm

total da base. Para compensar a massa do cilindro massas concentradas, que podem ser blocos de alumínio ou tarugos de chumbo, são adicionados à base, tal como ilustrado na figura 8.1.

Outra maneira de realizar o ensaio de decaimento em ar consiste em esvaziar o canal e então realizar o ensaio com a base completa. Esta segunda abordagem possui uma grande vantagem e uma grande desvantagem, quando comparada com a primeira apresentada. A vantagem reside no fato de a base estar completa, reproduzindo a mesma montagem na qual o ensaio de VIV será realizado. A desvantagem encontra-se no fato de ser necessário esvaziar o canal e este procedimento, além de muito demorado, é, praticamente, um crime ambiental, visto que milhares de litros de água seriam simplesmente descartados.

Visando evitar tal desperdício, uma batelada de ensaios foi realizada em uma das periódicas limpezas do canal, uma vez que este seria esvaziado naturalmente. A figura 8.2 ilustra uma das montagens da base elástica pendular no momento dos ensaios.

Diversas configurações foram ensaiadas, variando-se, para cada uma, a massa da base elástica. A variação de massa foi feita montando-se tarugos de chumbo no interior dos cilindros de teste. Na figura 8.2 pode-se notar uma série de pequenos tarugos e o fio usado para inseri-los no cilindro. Além de variar a quantidade de tarugos, dois cilindros foram usados, um com 32mm de diâmetro externo e o outro de 50mm. Nove configurações foram ensaiadas ao todo.

Para cada configuração 13 ensaios de decaimento foram realizados. Destes, 5 foram realizados deslocando-se a base apenas na direção x , outros 5 foram realizados deslocando-se a base apenas na direção y e outros 3 ensaios foram realizados permitindo-se que a base

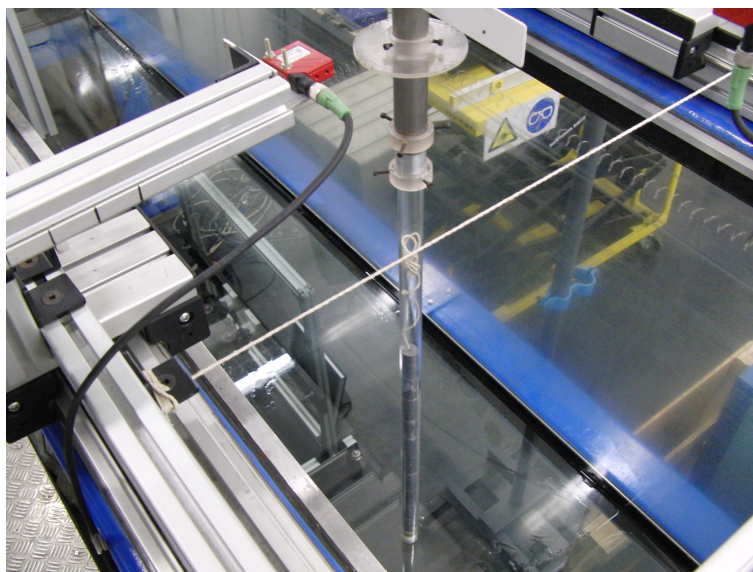


Figura 8.2: Montagem para ensaio de decaimento em ar

oscilassem nas direções x e y simultaneamente. Em cada um destes 3 últimos ensaios a base foi deslocada de forma diferente de forma a verificar se o caminho percorrido pela base de alguma forma influenciaria sua frequência de oscilação e/ou seu fator de amortecimento.

Para maior precisão dos resultados, a frequência de aquisição utilizada foi de $500Hz$. A frequência usualmente empregada nos ensaios é de $100Hz$

8.3 Resultados do ensaio de decaimento em ar

A tabela 8.1 apresenta os resultados obtidos para os ensaios de decaimento em ar das nove configurações apresentadas. Os valores apresentados para as frequências naturais e fatores de amortecimento em cada direção são a média dos 5 ensaios realizados nesta configuração. Os valores apresentados para o movimento no plano, decaimento nas direções x e y simultaneamente, são a média dos três ensaios realizados nesta configuração. A tabela apresenta apenas os valores médios de forma a resumir os resultados dos quase 120 ensaios de decaimento realizados.

8.4 Validação do modelo matemático desenvolvido

No capítulo 5 o aluno desenvolveu o modelo matemático da base elástica pendular. Tal modelo considerou o efeito pendular da base e o efeito elástico das molas para estimar a frequência natural de oscilação da base. Nesta seção os resultados obtidos com o modelo são comparados com os apresentados na tabela 8.1.

Tabela 8.1: Resultados do ensaio de decaimento em ar

d (mm)	N pb	direção	massa total (kg)	$f_{ar}(Hz)$	$\zeta_{ar}(\%)$
32	10	x	4,696	0,3586	0,18
32	10	y	4,696	0,3586	0,12
32	10	$xy - x$	4,696	0,3586	0,09
32	10	$xy - y$	4,696	0,3586	0,07
32	8	x	4,120	0,3662	0,09
32	8	y	4,120	0,3662	0,18
32	8	$xy - x$	4,120	0,3662	0,13
32	8	$xy - y$	4,120	0,3662	0,13
32	6	x	3,538	0,3815	0,13
32	6	y	3,538	0,3815	0,12
32	6	$xy - x$	3,538	0,3764	0,15
32	6	$xy - y$	3,538	0,3764	0,16
32	4	x	2,967	0,3968	0,16
32	4	y	2,967	0,3968	0,15
32	4	$xy - x$	2,967	0,3968	0,09
32	4	$xy - y$	2,967	0,3968	0,27
32	2	x	2,380	0,4425	0,17
32	2	y	2,380	0,4425	0,13
32	2	$xy - x$	2,380	0,4425	0,20
32	2	$xy - y$	2,380	0,4425	0,13
32	0	x	1,796	0,5493	0,20
32	0	y	1,796	0,5341	0,20
32	0	$xy - x$	1,796	0,5493	0,23
32	0	$xy - y$	1,796	0,5341	0,17
50	4	x	3,736	0,3815	0,11
50	4	y	3,736	0,3815	0,11
50	4	$xy - x$	3,736	0,3815	0,20
50	4	$xy - y$	3,736	0,3815	0,13
50	2	x	3,158	0,4120	0,11
50	2	y	3,158	0,3968	0,12
50	2	$xy - x$	3,158	0,4120	0,09
50	2	$xy - y$	3,158	0,4044	0,36
50	0	x	2,300	0,4731	0,27
50	0	y	2,300	0,4731	0,25
50	0	$xy - x$	2,300	0,4731	0,43
50	0	$xy - y$	2,300	0,4731	0,27

8.4.1 Atualização do modelo

O modelo apresentado na seção 5.2.2 foi desenvolvido antes da construção e implementação da base elástica pendular. Por essa razão o modelo não considera os efeitos das massas extras adicionadas para variar a massa estrutural da base e nem discrimina com precisão a posição de cada elemento da base.

Visando levar em conta todas as características da base implementada faz-se necessário atualizar o modelo proposto anteriormente.

Discriminando todos os componentes da base elástica, pode-se montar a tabela 8.2. A última coluna da tabela fornece a distância entre a peça em questão e a articulação, próxima ao teto do laboratório, para as peças cuja massa foi considerada concentrada. Para as peças cuja massa foi considerada distribuída, a última coluna informa o comprimento da peça e a distância entre a extremidade mais próxima do teto e a articulação.

Tabela 8.2: Massa, comprimento e posição das peças da base implementada

Peça	massa (g)	distribuição de massa	L_{art} (mm)
tubo de titânio	1060	distribuída	0 – 2240
alvo direção x	89	concentrada	1950
alvo direção y	89	concentrada	2040
suporte molas	78	concentrada	2130
anel	30	concentrada	2240
adaptador 32mm	86	concentrada	2240
conector guia + cabeça cilindro 50mm	490	concentrada	2240
cilindro 32mm	363	distribuída	2200 – 1000
cilindro 50mm	505	distribuída	2300 – 900
massas de chumbo	300 cada	distribuída	3200 - 55 cada

A modelagem da base parte do teorema do momento angular (TMA).

$$\dot{H}_A = \Sigma \vec{M}_{ext} \quad (8.1)$$

$$J \ddot{\theta} = -M_{peso} - M_{mola} - M_{resistivo} + M_{fluido} \quad (8.2)$$

Como foi analisado na seção 5.2.2, $M_{resistivo}$ pode ser ignorado, pois o fator de amortecimento da base, ζ , é muito baixo e pode ser desprezado para esta estimativa. Ignorando também a contribuição de M_{fluido} , pois a objetiva-se comparar os resultados com os decaimentos feitos em ar, tem-se:

$$J \ddot{\theta} = -M_{peso} - M_{mola} \quad (8.3)$$

O termo M_{peso} representa o momento, com relação à articulação, da força peso de cada peça. Sendo L_{Gi} a distância do baricentro de cada peça i até a articulação e m_i a massa dessa peça, então o termo M_{peso} pode ser calculado pela equação 8.4.

$$M_{peso} = \sum m_i L_{Gi} g \sin \theta \quad (8.4)$$

O termo M_{mola} representa o momento, com relação à articulação, da força de restituição elástica da mola.

$$M_{mola} = L_{suporte\ molas}^2 k \cos \theta \sin \theta \quad (8.5)$$

Assumindo pequenos deslocamentos angulares da base, $\sin \theta = \theta$ e $\cos \theta = 1$.

$$J \ddot{\theta} + \theta \left(\sum m_i L_{Gi} g + L_{suporte\ molas}^2 k \right) = 0 \quad (8.6)$$

$$\ddot{\theta} + \theta \left(\frac{\sum m_i L_{Gi} g + L_{suporte\ molas}^2 k}{J} \right) = 0 \quad (8.7)$$

A frequência natural do sistema modelado pela equação 8.7 é dado pela equação 8.8.

$$\omega_n = 2 \pi f_n = \sqrt{\left(\frac{\sum m_i L_{Gi} g + L_{suporte\ molas}^2 k}{J} \right)} \quad (8.8)$$

O momento de inércia total J é calculado considerando-se a contribuição de cada peça, tendo ela massa concentrada ou distribuída.

$$J = J_{conc} + J_{dist} \quad (8.9)$$

$$J_{conc} = \sum m_{conci} L_{arti}^2 \quad (8.10)$$

$$J_{dist} = + \sum (m_{disti} L_i^2 + m_{disti} L_{arti}^2) \quad (8.11)$$

O equacionamento apresentado considera apenas oscilação em uma direção. O fato da base possuir dois graus de liberdade não afeta o modelo, pois o movimento em cada direção não é significativamente afetado pela outra direção. O único cuidado que se deve tomar é considerar

k como sendo a constante elástica equivalente da direção escolhida. Tal constante é função da disposição das molas na base. Ainda que existam duas molas em cada direção, inevitavelmente todas as molas afetam a constante elástica de uma direção específica. Pode-se modelar o valor de k pela equação 8.12.

$$k = k_{direta} + k_{indireta} \quad (8.12)$$

A parcela “direta” deve-se à influência das duas molas montadas na direção escolhida. Escolhendo-se a direção transversal ao escoamento, y , o termo k_{direta} será a soma da constante elástica de cada mola, k_m , nessa direção. Como duas molas iguais foram usadas em cada direção, montadas em paralelo, a equação 8.12 pode ser reescrita como:

$$k_y = 2 k_{m_y} + k_{indireta_x} \quad (8.13)$$

Da mesma forma, para a direção alinhada com o escoamento, x , a constante elástica equivalente será:

$$k_x = 2 k_{m_x} + k_{indireta_y} \quad (8.14)$$

Pode-se determinar a constante elástica de cada mola, k_m , realizando-se um ensaio análogo ao realizado para calibrar a célula de carga. Os valores obtidos para k_m das molas na direção y foram $2,53 N/m$ e $2,62 N/m$. Desta forma:

$$k_y = 5,15 + k_{indireta_x} \quad (8.15)$$

Ao invés de estimar um valor para $k_{indireta_x}$, o aluno empregou seu modelo para verificar qual é o valor de k_y que minimiza o erro de estimação de seu modelo. Para cada valor de k_y , pode-se determinar uma frequência natural de oscilação f_{n_y} . A equação 8.16 apresenta o erro de estimação do modelo e a figura 8.3 apresenta o valor de $e(k)$ para diversos valores de k .

$$e(k) = \sum \frac{1}{N} \frac{|f_{n_{medido}} - f_{n_{estimado}}(k)|}{f_{n_{medido}}} 100\% \quad (8.16)$$

Na figura, nota-se que o erro mínimo é 1,7% e ocorre para $k = 8N/m$. A tabela 8.3 apresenta a comparação de alguns valores da tabela 8.1 os obtidos pelo modelo, para a mesma configuração, assumindo $k = 8N/m$.

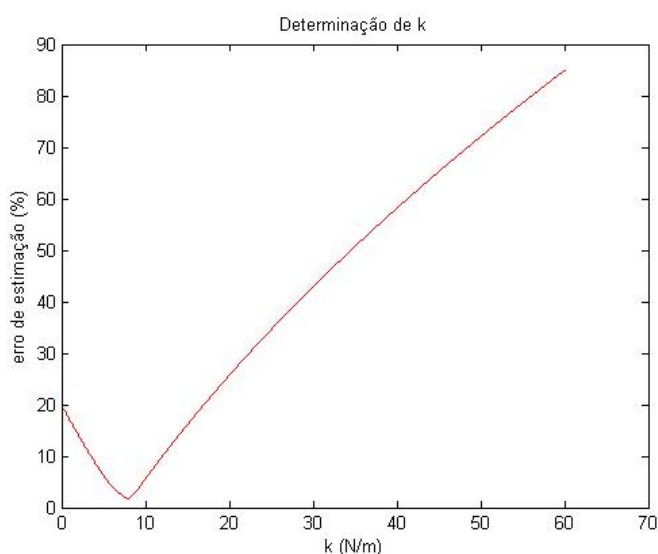


Figura 8.3: Erro de estimação do modelo em função da constante elástica k

Tabela 8.3: Comparação entre frequências naturais medidas e estimadas

$d(mm)$	N pb	f_n medida	f_n estimada	erro de estimação (%)
32	10	0,3586	0,3763	4,94
32	8	0,3662	0,3770	2,96
32	6	0,3815	0,3826	0,29
32	4	0,3968	0,3970	0,12
32	2	0,4425	0,4330	2,10
32	0	0,5493	0,5500	0,13

Dos resultados anteriores, percebe-se que valor da influência das molas na direção x equivale a, aproximadamente, outra mola da direção y . Apesar dessa influência, causada pela pré-tensão das molas, o modelo consegue estimar muito bem as frequências naturais da base elástica. Conclui-se, portanto, que o modelo matemático desenvolvido pelo aluno é válido.

8.5 Determinando m_{eq}^*

O valor do parâmetro de massa, m^* , usado neste trabalho é calculado como sendo a massa total da base, m , dividida pela massa de água deslocada, m_w .

$$m^* = \frac{m}{m_w} = \frac{4m}{\rho_w \pi d^2 L_m} \quad (8.17)$$

O modelo desenvolvido pelo aluno, por sua vez, demonstra que a massa da base, m , não é o parâmetro mais importante, mas sim seu momento de inércia, J . Visando encontrar

uma analogia entre o m^* da base e seu equivalente no caso translacional m_{eq}^* , o aluno adotou o seguinte procedimento.

No desenvolvimento do modelo, o aluno obteve a relação 8.18, que é análoga ao resultado clássico de um sistema massa-mola apresentado na equação 8.19.

$$J \ddot{\theta} + \theta \left(\sum m_i L_{Gi} g + L_{suporte\ molas}^2 k \right) = 0 \quad (8.18)$$

$$m_{eq} \ddot{y} + k_{eq} y = 0 \quad (8.19)$$

O ângulo θ pode ser obtido considerando-se a linearização apresentada na equação 8.20. Vale ressaltar que y na equação 8.19 representa a posição do baricentro da base elástica.

$$y = L_G^{base} \sin \theta \simeq L_G^{base} \theta \quad (8.20)$$

$$\frac{J \ddot{y}}{L_G^{base}} + \frac{y}{L_G^{base}} \left(\sum m_i L_{Gi} g + L_{suporte\ molas}^2 k \right) = 0 \quad (8.21)$$

Para tornar as duas equações semelhantes é preciso ajustar as unidades. A equação 8.21 possui unidade de momento, $N.m$, e a equação 8.19 possui unidade de força, N . Tomando um comprimento característico do sistema, L_{eq} , e dividindo-se a equação 8.21 por tal valor, obtém-se a equação 8.22.

$$\frac{J \ddot{y}}{L_G^{base} L_{eq}} + \frac{y}{L_G^{base} L_{eq}} \left(\sum m_i L_{Gi} g + L_{suporte\ molas}^2 k \right) = 0 \quad (8.22)$$

Pode-se definir, portanto, o a massa e a constante elástica equivalente ao caso translacional pelas equações

$$m_{eq} = \frac{J}{L_G^{base} L_{eq}} \quad (8.23)$$

$$k_{eq} = \frac{\sum m_i L_{Gi} g + L_{suporte\ molas}^2 k}{L_G^{base} L_{eq}} \quad (8.24)$$

Faz-se necessário definir um comprimento equivalente, L_{eq} . Para cada valor selecionado de L_{eq} , um valor de m_{eq} será obtido. Considerando que o objetivo seja determinar um comprimento L_{eq} de forma a determinar m_{eq} de uma base elástica translacional equivalente,

pode-se adotar $L_{eq} = L_G^{base}$, onde L_G^{base} é a distância do baricentro da base elástica completa até a articulação no teto do laboratório.

A escolha $L_{eq} = L_G^{base}$ pode ser justificada pensando-se que em uma base elástica translacional, o teorema do movimento do baricentro, como o próprio nome já diz, modela o comportamento do baricentro do sistema analisado.

A distância do baricentro da base elástica até a articulação no teto do laboratório pode ser determinada pela equação 8.25.

$$L_G^{base} = \frac{\sum m_i L_{Gi}}{\sum m_i} \quad (8.25)$$

A tabela 8.4 apresenta os valores de m_{eq} para cada configuração da base ensaiada.

Tabela 8.4: Massa equivalente e fatores de conversão

$d(mm)$	N pb	$m(kg)$	$m_{eq}(kg)$	fator de conversão (m_{eq}/m)
32	10	4,696	5,353	0,97
32	8	4,120	4,862	1,03
32	6	3,538	4,281	1,09
32	4	2,967	3,632	1,17
32	2	2,380	2,808	1,26
32	0	1,796	1,724	1,30
50	4	3,736	4,521	1,23
50	2	3,158	3,695	1,19
50	0	2,300	2,346	1,13

9 ENSAIOS DE VIV COM UM GRAU DE LIBERDADE

9.1 Objetivo do ensaio

O objetivo de realizar ensaios de VIV com um grau de liberdade, em um trabalho que visa estudar a influência do segundo grau de liberdade neste fenômeno, é a familiarização do aluno com os métodos experimentais e com o fenômeno em si. Diversos resultados podem ser obtidos na literatura, mas a realização do experimento, proporcionando ao aluno a possibilidade de obter seus próprios resultados, é muito mais eficaz para seu aprendizado e formação.

Os resultados obtidos são comparados com os resultados clássicos e servem de base para a análise dos dados colhidos nos ensaios com dois graus.

9.2 Ensaios de VIV com um grau de liberdade na base elástica com mancais a ar

9.2.1 Procedimento experimental

Os primeiros ensaios com um grau de liberdade foram realizados na base elástica ilustrada na figura 9.1. Esta base possui duas guias lineares montadas em mancais a ar e, conseqüentemente, opera com apenas um grau de liberdade, transversal ao escoamento. Para operá-la é preciso ligar o compressor e o secador de ar, além de liberar a válvula que ativa os mancais. O procedimento para operar esta base elástica pode ser encontrado com mais detalhes no *Manual de técnicas laboratoriais*, desenvolvido pelo aluno, e que se encontra como apêndice a este relatório.

Antes de qualquer ensaio, é preciso determinar a frequência natural da base em água e o coeficiente de amortecimento em ar. Ambos valores são determinados em um ensaio de decaimento. Este ensaio consiste em provocar leves deslocamentos na base e registrar seu movimento. A resposta da base a esta situação é uma oscilação amortecida.

Para determinar o coeficiente de amortecimento no ar o ensaio de decaimento é reali-

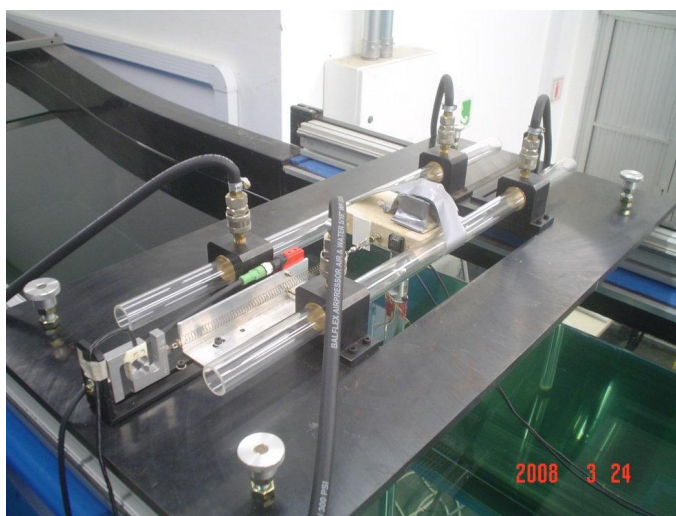


Figura 9.1: Base elástica com um grau de liberdade

zado sem um cilindro de ensaio. Para manter as condições estruturais, blocos de alumínio cuja massa seja próxima ao valor da massa do cilindro e do incerto são adicionados à base. A figura 9.2 ilustra essa montagem.

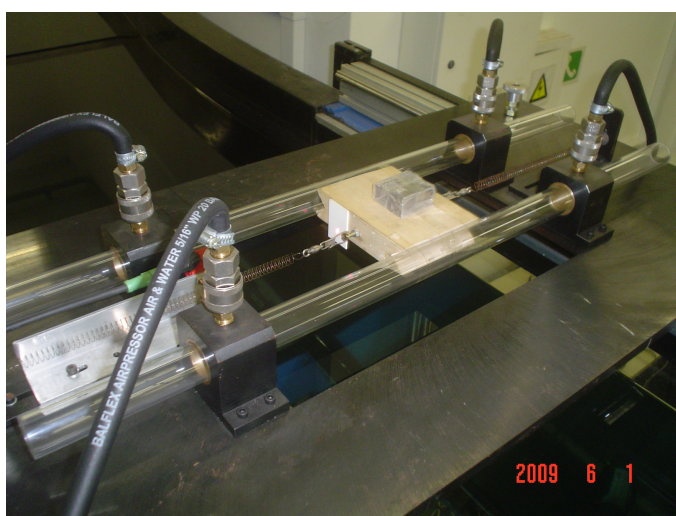


Figura 9.2: Montagem para ensaio de decaimento em ar

A frequência natural de oscilação é obtida em um ensaio de decaimento com o cilindro de ensaio. Este ensaio também permite obter o coeficiente de amortecimento total, que considera uma parcela estrutural e outra hidrodinâmica. Cada variação do ensaio de decaimento é realizada três vezes. As figuras 9.3 e 9.4 ilustram o resultado de uma análise de decaimento em ar e em água.

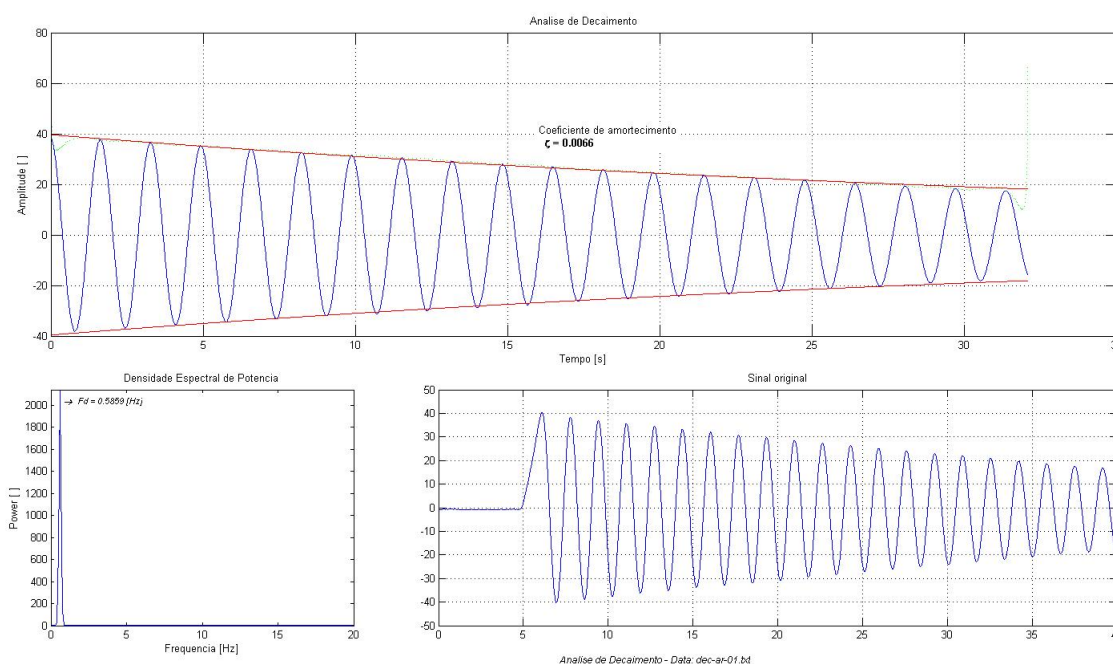


Figura 9.3: Resultado de ensaio de decaimento em ar para base de um grau de liberdade

9.2.2 Resultados

Conhecidos os valores de ζ e f_n pode-se realizar o ensaio de VIV. Em tal ensaio a velocidade do escoamento é controlada pelo computador do laboratório, através do software LabView. Durante este ensaio a velocidade do canal varia entre zero e $0,25\text{m/s}$. Cada medição dura dois minutos e o intervalo entre medições também é de dois minutos, nos quais a velocidade do canal é alterada e os efeitos transitórios são dissipados.

Dois ensaios distintos são realizados sob as mesmas condições. No primeiro, velocidade do canal é aumentada durante o ensaio, enquanto que no segundo ela é reduzida. Ensaios que variam o valor de V_r de forma positiva ou negativa apresentam resultados distintos, visto que o fenômeno de VIV apresenta histerese.

As figuras 9.5 e 9.6 ilustram os resultados obtidos pelo aluno para os ensaios com variação positiva e negativa da velocidade reduzida. Para estes ensaios a massa adimensional era de 1,84 e o coeficiente de amortecimento estrutural valia $\zeta = 0,0066$.

Ambos os resultados apresentados demonstram as mesmas características básicas. Pode-se notar a existência de três ramos na curva, segundo a definição de Williamson e Govardhan (2004), sendo estes o ramo inicial, o ramo superior e o ramo inferior.

Para notar a histerese do fenômeno as curvas anteriores devem ser superpostas, tal como apresentado na figura 9.7. Nota-se que o caminho percorrido pelo fenômeno é pratica-

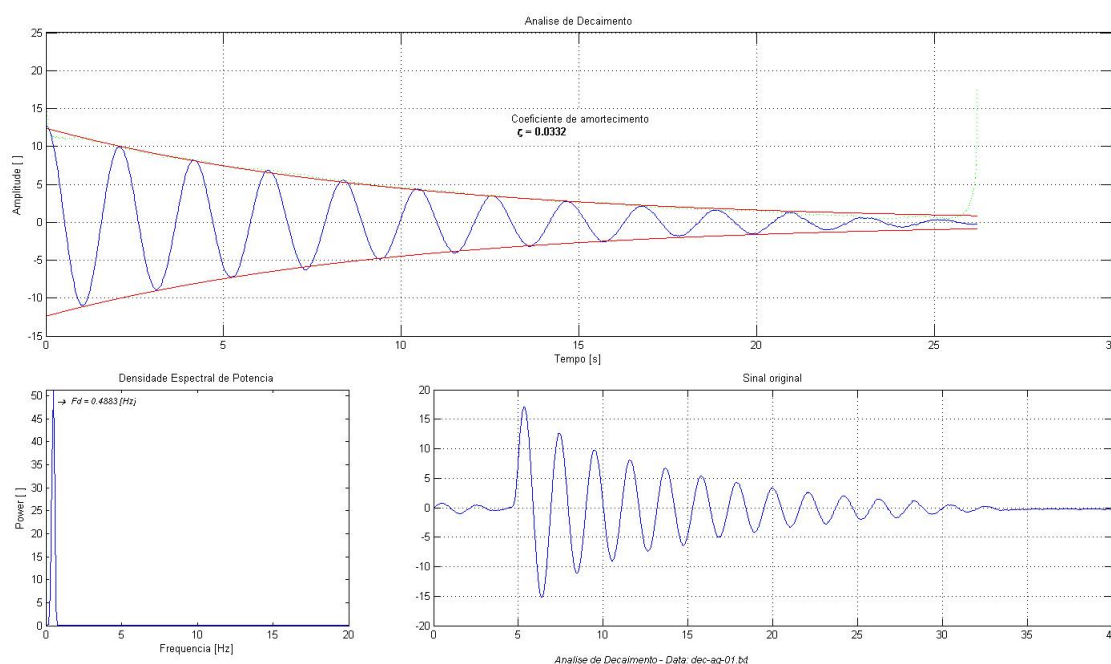


Figura 9.4: Resultado de ensaio de decaimento em água para base elástica com um grau de liberdade

mente o mesmo, independente do sentido de V_r . Para este caso, a histerese ainda não está bem pronunciada.

9.2.3 Comparação dos resultados obtidos com resultados da literatura

Em Williamson e Govardhan (2004), pode-se encontrar um compêndio de resultados a respeito de VIV. Dentre eles cabe destacar a curva $A/d \times V_r$ para VIV com um grau de liberdade, apresentada na figura 9.8.

Uma primeira análise permite concluir que os resultados obtidos pelo aluno são muito próximos aos oferecidos na literatura. Uma análise mais minuciosa pode ser feita superpondo as curvas. Tomando alguns pontos da figura 9.8 e os representando na figura 9.7, obtém-se a figura 9.9.

Nota-se que existe uma grande concordância entre os dados. É importante citar que a leve diferença entre os resultados obtidos pelo aluno e por Williamson e Govardhan (2004) pode ser explicada dada as diferenças de massa e amortecimento estrutural. Enquanto o produto $m\zeta$ para as condições experimentais do aluno vale $(m^*\zeta)_{Freire} = 0,012$, para as condições experimentais de Williamson e Govardhan (2004) tem-se $(m^*\zeta)_{Williamson} = 0,036$.

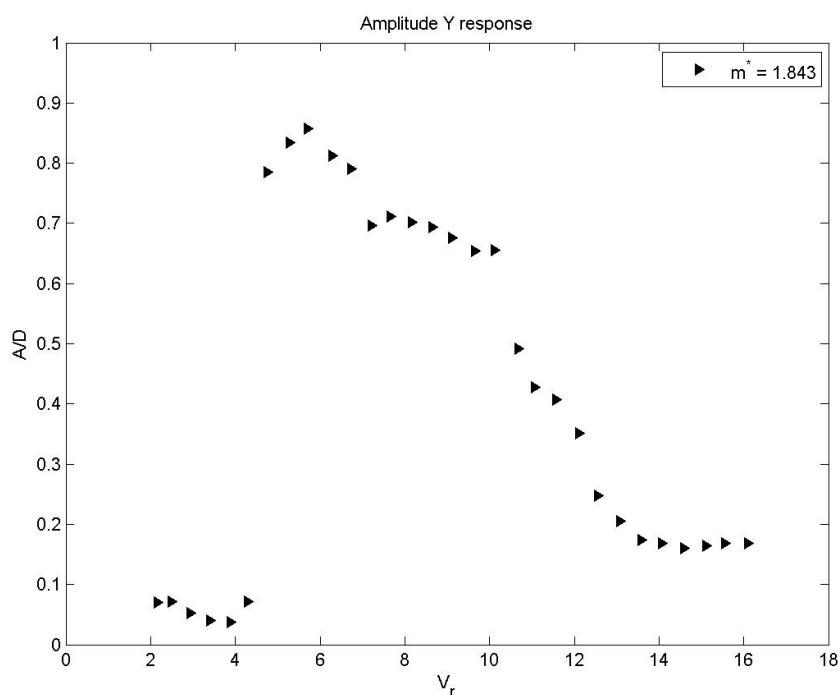


Figura 9.5: Resultado de VIV com um grau de liberdade para V_r crescente

9.3 Ensaios realizados na base elástica pendular com 2 graus de liberdade

9.3.1 Emprego da base elástica em ensaios de VIV com um grau de liberdade

Visando comparar os resultados de VIV com 2 graus de liberdade com resultados para o fenômeno limitado a um grau de liberdade, ensaios com apenas um grau foram conduzidos na base elástica pendular. Apesar de o laboratório possuir uma base elástica de apenas um grau, o objetivo de se empregar a base elástica pendular é tentar reproduzir as mesmas condições de massa e amortecimento estrutural ocorridas nos ensaios com dois graus. Cada base possui um princípio de funcionamento e uma massa estrutural diferente, desta forma, empregar a mesma base é a melhor alternativa para se estudar a variação de comportamento do cilindro em virtude apenas da variação do número de graus de liberdade.

Para limitar o movimento da base elástica pendular na direção x , paralela ao escoamento, dois cabos de aço são amarrados a base. A extremidade de um dos cabos está a montante do cilindro e a extremidade do outro cabo está a jusante deste. Esta configuração e o material do cabo foram definidos após uma série de ensaios empregando outras montagens e materiais para cabo.

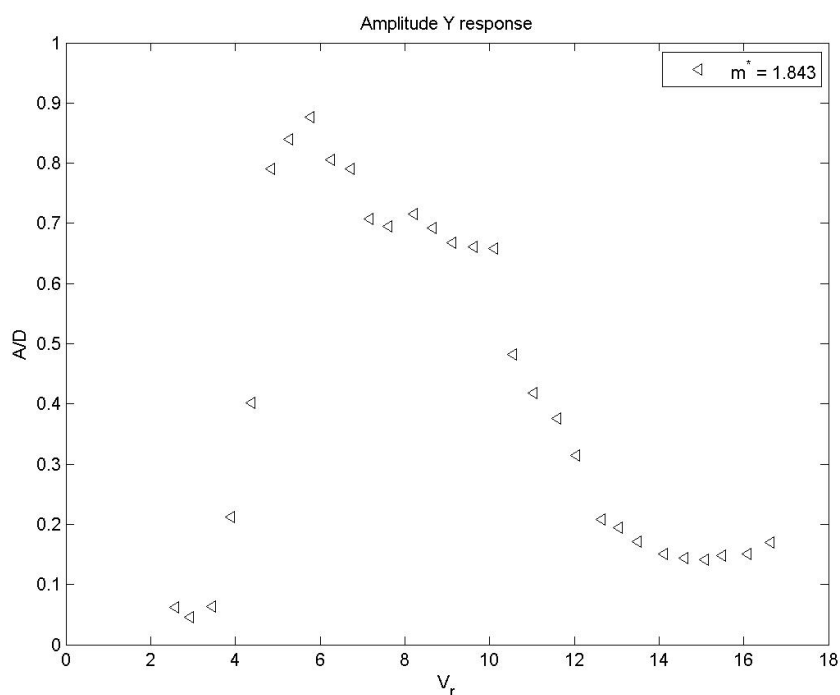


Figura 9.6: Resultado de VIV com um grau de liberdade para V_r decrescente

A idéia de limitar o movimento do cilindro usando cabos é a de permitir que o cilindro realize apenas um arco de circunferência. Considerando que os cabos sejam longos quando comparados com a amplitude de oscilação, cada arco pode ser aproximado por uma reta tangente à circunferência. A região coincidente às duas retas tangentes, cada uma referente a circunferência definida por um cabo, é a região na qual a base poderá oscilar, sendo esta apenas a direção transversal ao escoamento. A figura 9.10 ilustra o princípio geométrico adotado. A região laranja entre as circunferências representa a região na qual o cilindro pode oscilar.

A figura 9.11 apresenta um detalhe da montagem empregada nos ensaios. Esta figura ilustra os cabos que limitam o movimento da base na direção x .

9.3.2 VIV com um grau de liberdade para cilindro liso ($m^* = 3, 2$)

A figura 9.12 apresenta a curva $A/d \times V_r$ do ensaio realizado. O valor da massa adimensionalizada, m^* , deste ensaio é próximo a 3, 2.

Cabe aqui uma observação importante. Todos os resultados apresentados para a amplitude, A , são os resultados medidos diretamente pela trena laser. A própria montagem da base não permite que se meça a posição do cilindro em si, mas de outra parte da base elástica, a posição dos alvos. A posição dos alvos não foi alterada ao longo dos ensaios realizados, desta forma

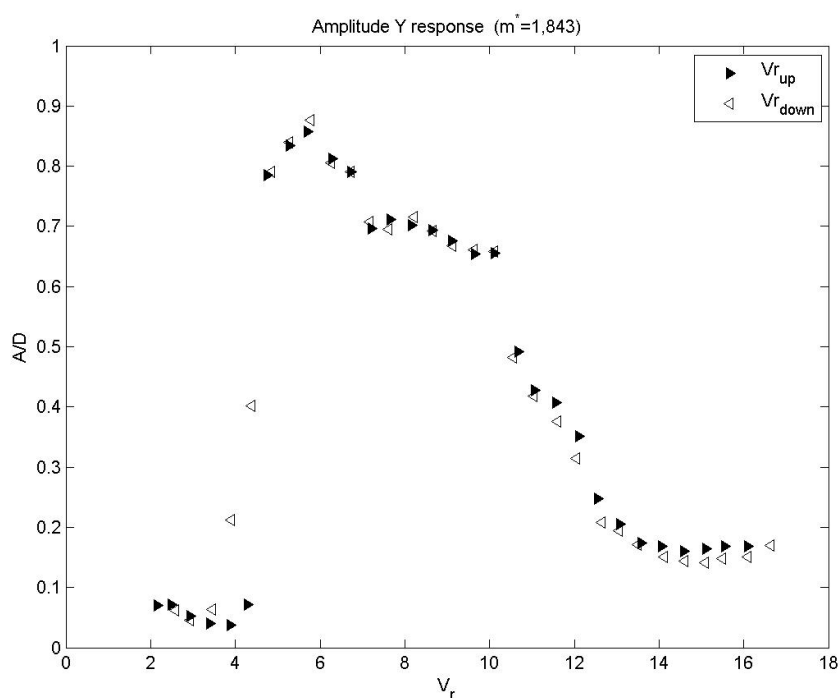


Figura 9.7: Resultado de VIV com um grau de liberdade

a comparação entre os resultados obtidos ao longo deste trabalho é válida. Caso a amplitude de um ensaio seja maior que a de outro ensaio isso é verdade pois ambas as amplitudes foram medidas com relação à mesma referência. O mesmo pode não ser verdade para a comparação feita entre os resultados do aluno com resultados presentes na literatura, pois a referência de medição da amplitude destes pode ser distinta.

Da figura 9.12 pode-se notar que no fenômeno de VIV com um grau de liberdade, para cilindro liso, não apresentou muita histerese, notar que os pontos obtidos praticamente coincidem nos dois sentidos de ensaio, a amplitude adimensional máxima está entre 0,6 e 0,7 e, para este ponto, $V_{r_{max}} \approx 6$.

Uma outra forma de apresentar o resultado é ligar os pontos experimentais com uma reta. Esta maneira de visualizar o resultado não deve ser interpretada como uma interpolação dos pontos ensaiados. O único objetivo de empregar linhas é facilitar a visualização da histerese, que fica prejudicada pela dimensão dos marcadores usados na figura 9.12. A figura 9.13 apresenta essa forma alternativa.

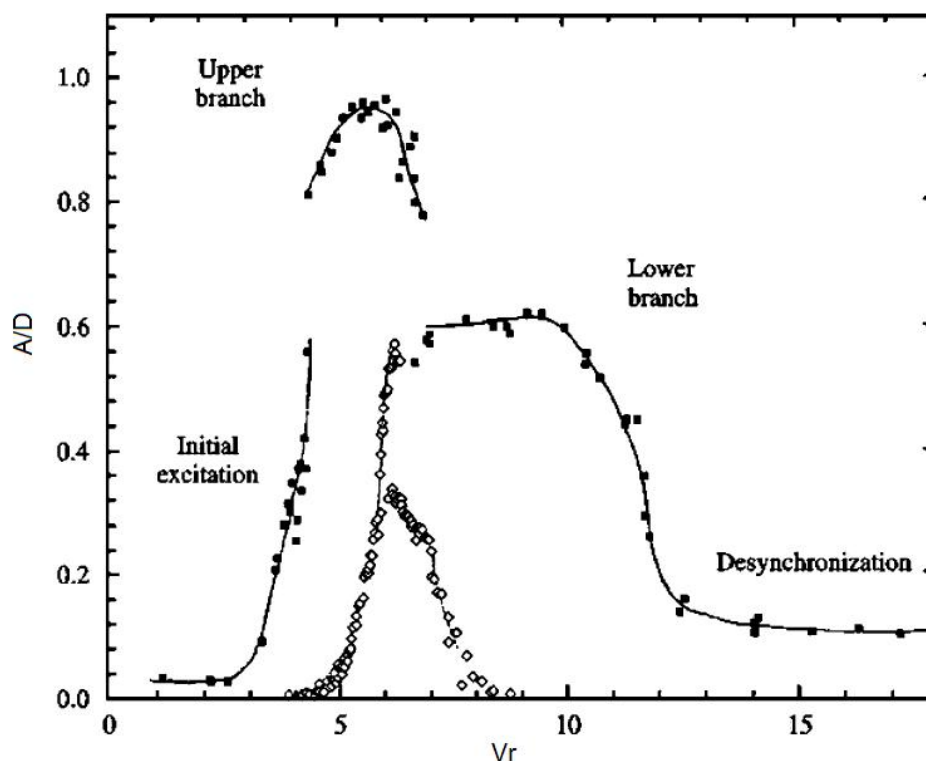


Figura 9.8: Resultado de VIV com um grau de liberdade, adaptado de Williamson e Govardhan (2004)

9.3.3 Repetibilidade dos ensaios

Visando verificar a repetibilidade dos ensaios, o aluno realizou ensaios de VIV com a mesma massa em dias diferentes. Para realizar um ensaio de VIV com determinada massa é preciso, em primeiro lugar, preparar o arranjo experimental do ensaio específico que se deseja fazer. Ao realizar ensaios com a mesma massa, em dias distintos, o arranjo experimental precisa ser refeito e, desta forma, pequenas variações podem ocorrer.

A figura 9.14 ilustra o resultado de um ensaio de VIV com $m^* = 4,3$. Nota-se que ambas as curvas apresentam o mesmo formato básico. Os três ramos da curva de VIV, inicial, superior e inferior, podem ser observados nos dois ensaios. Nota-se porém, que as curvas não se sobrepõem de forma precisa, parece haver uma defasagem entre elas. A principal causa desta defasagem se deve à incerteza da medição da frequência natural de vibração em água, f_n .

A curva azul foi obtida em um ensaio realizado no dia 11 de setembro de 2009. A curva vermelha foi obtida cinco dias depois, no dia 16 de setembro. O mesmo procedimento foi empregado nos dois ensaios. Apesar de a mesma montagem experimental ser usada, os valores obtidos nos ensaios de decaimento foram distintos. Para o dia 11, a frequência natural em água

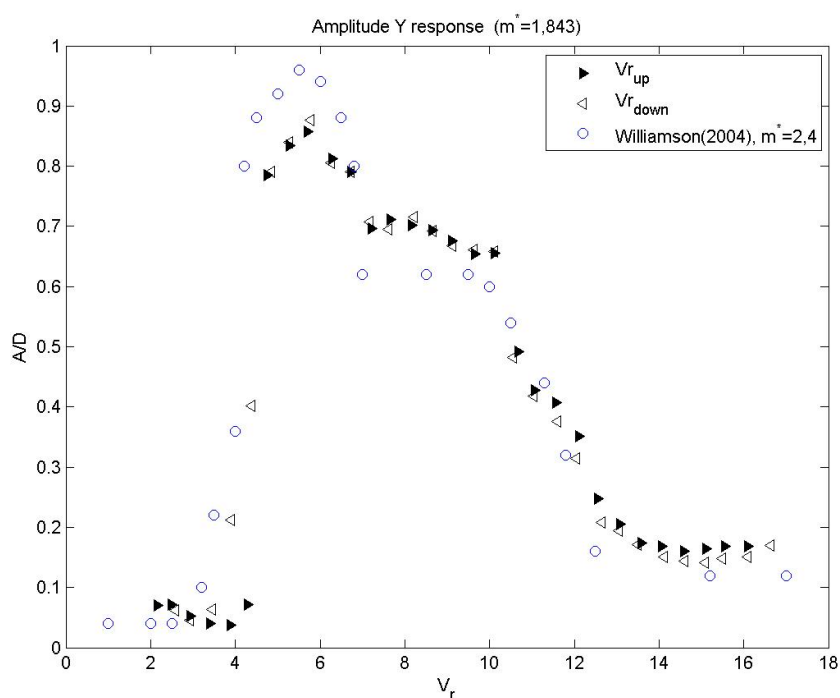


Figura 9.9: Resultado de VIV com um grau de liberdade

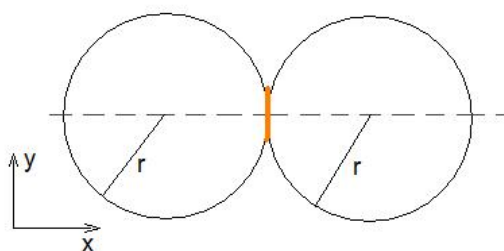


Figura 9.10: Representação geométrica da limitação do segundo grau de liberdade para ensaios de VIV

determinada foi de $f_n = 0,3908Hz$, enquanto que para o dia 16 foi de $f_n = 0,3664Hz$.

Na introdução teórica, apresentada no capítulo 2, o aluno descreve o procedimento matemático para determinação da frequência natural de oscilação. Como a aquisição não é contínua, toda a análise deve ser feita considerando o sinal discreto aquisitado. Os resultados desta análise também são discretos. Tomando um trecho do vetor de frequências discretas para um dos ensaios de decaimento realizados nesses dias, tem-se:

$$f = (... 0,2931 ; 0,3175 ; 0,3420 ; 0,3664 ; 0,3908 ; 0,4152 ; 0,4397 ...)$$

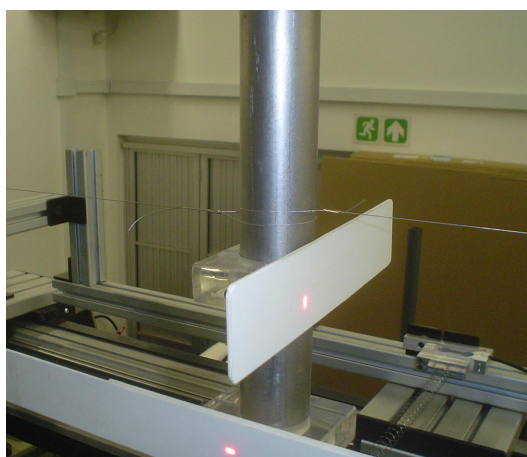


Figura 9.11: Representação geométrica da limitação do segundo grau de liberdade para ensaios de VIV

Como era de se esperar, as frequências naturais calculadas para os dois ensaios estão presentes neste vetor. Nota-se que não existe nenhum outro valor que a frequência poderia assumir entre $0,3664$ e $0,3908$, porém isso não é verdade fisicamente. Caso a real frequência de oscilação real seja $0,389\text{Hz}$, por exemplo, o método empregado mediria $0,3908$. Tem-se, portanto, que a discretização causa uma incerteza numérica. Apesar de a incerteza ser baixa, $0,0244\text{Hz}$, ela é responsável por variar a frequência determinada em $6,2\%$. A incerteza na frequência implica em incerteza no cálculo da velocidade reduzida, V_r , distorcendo a curva $A/d \times V_r$.

Caso a frequência natural de oscilação usada no cálculo da velocidade reduzida dos dois ensaios fosse a mesma, a defasagem das curvas diminuiria, tal como pode ser visto na figura 9.15. Como não é possível julgar qual dos valores, $0,3908$ ou $0,3664$, é o mais adequado, a nova frequência natural foi adotada como a média entre esses valores, $f_n = 0,3786\text{Hz}$.

Este novo resultado mostra curvas $A/d \times V_r$ mais próximas, porém ainda existe uma ligeira diferença entre elas. Esta diferença ainda existe devido às incertezas de medição, mas talvez também devido às leves variações de montagem.

Conclui-se, desta forma, que é possível reproduzir, dentro de algumas limitações, os resultados obtidos em um ensaio específico. Pertence ao trabalho científico saber lidar com essas limitações, ao invés de ignorá-las. O leitor com conhecimento mais aprofundado em técnicas de medição teria notado que também não faz muito sentido físico adotar o valor $0,3908\text{Hz}$ como o valor da frequência natural, sendo que sua incerteza é da ordem de $0,024\text{Hz}$, ou seja, qual é o valor do algarismo “8”, quando não se está certo nem do algarismo “0” que o precede? Tais valores foram apresentados desta maneira visando deixar clara a influência das incertezas

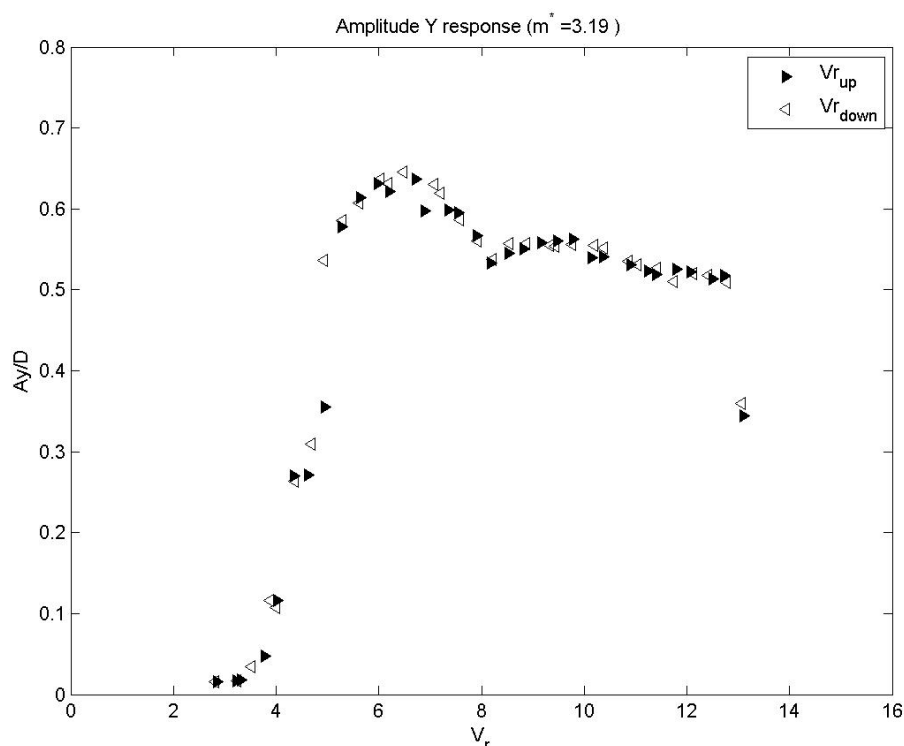


Figura 9.12: Resultado para ensaio de VIV com um grau de liberdade

numéricas.

9.3.4 Compilação dos resultados para VIV com um grau de liberdade

Pertence ao escopo deste trabalho investigar a influência do parâmetro de massa adimensional no fenômeno de VIV com dois graus de liberdade, desta forma mais de uma configuração foi estudada. Nem todos os ensaios realizados com dois graus de liberdade foram ensaiados com um grau de liberdade, pois o efeito do parâmetro m^* no fenômeno de VIV com apenas um grau é menor. A faixa de interesse estudada vai de $m^* = 1,7$ a $m^* = 4,3$.

A figura 9.16 apresenta a compilação destes resultados.

Nota-se que existe uma grande concordância no resultado. Todas as curvas apresentam os três ramos, iniciam-se no mesmo intervalo $3 < V_r < 4$ e terminam no intervalo $11 < V_r < 14$. Pode-se notar, também, que em nenhuma o efeito da histerese é importante, ou seja, a resposta do fenômeno de VIV não variou em função do crescimento ou diminuição da velocidade de escoamento. Dentre todas as curvas, a que mais se destaca é a azul ($m^* = 1,7$), devido à sua maior amplitude, que pode ser explicada devido à baixa massa do sistema.

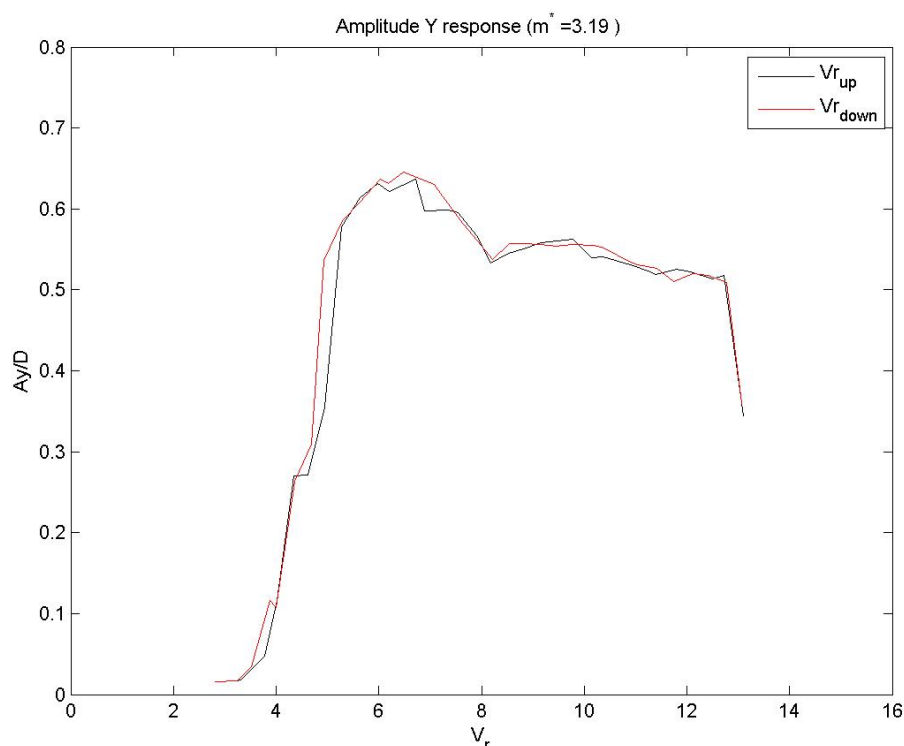


Figura 9.13: Resultado para ensaio de VIV com um grau de liberdade, representação com linhas

Da mesma forma como foi feito com o resultado de um grau de liberdade obtido com a base elástica com mancais a ar, é interessante comparar os resultados obtidos com algum da literatura. A figura 9.17 apresenta essa comparação entre os resultados obtidos neste trabalho e os apresentados em Williamson e Govardhan (2004).

Pode-se notar o resultado de Williamson e Govardhan (2004), apesar de parecer distinto dos demais apresentados, segue o mesmo formato da curva $A/d \times V_r$ com os três ramos, e mesmos intervalos de início e término. A principal diferença entre os resultados está na amplitude.

Como observado anteriormente, comparar as amplitudes de ensaios realizados na base elástica com dois graus de liberdade com resultados presentes na literatura exige que algumas correções sejam feitas. A amplitude de oscilação, medida pela trena laser, representa o movimento dos alvos da base e não do cilindro em si. Como o cilindro de ensaio e os alvos estão montados à mesma estrutura, eles estão sujeitos ao mesmo movimento angular. Para ajustar as amplitudes é preciso considerar a posição de cada elemento na base. A distância dos alvos à articulação no teto do laboratório é de $2,04m$, enquanto que a distância do centro do cilindro de ensaio até a mesma articulação é próxima de $2,70m$. Tal diferença de distâncias pode ser

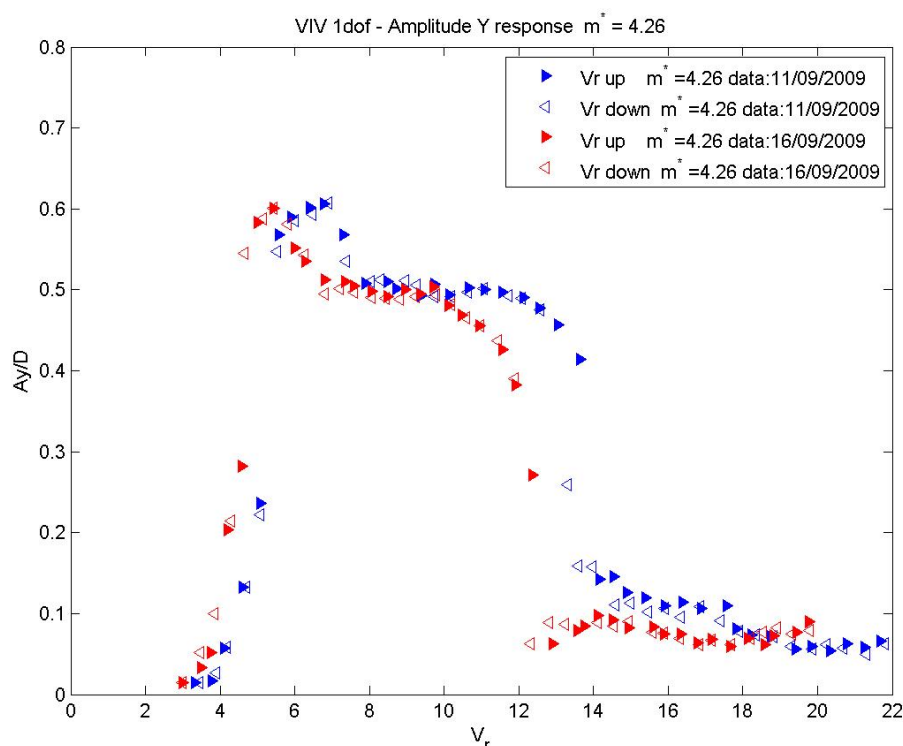


Figura 9.14: Análise de repetibilidade dos ensaios de VIV

corrigida aplicando-se um fator de correção igual a $2,7/2,04 = 1,32$. Ao invés de multiplicar tal fator de correção pelas amplitudes medidas nos ensaios realizados pelo aluno, é possível dividir as amplitudes apresentadas por Williamson e Govardhan (2004) pelo mesmo fator. O resultado obtido desta forma é apresentado na figura 9.18.

Nota-se que após a correção de amplitudes os resultados de Williamson e Govardhan (2004) são mais próximos aos resultados do aluno. Existe ainda algumas variações na amplitude, tal como se pode notar pela diferença de amplitudes no *lower branch*. Nos resultados obtidos pelo aluno a amplitude máxima A_y/d_{max} é mais próxima à amplitude do *lower branch* do que nos resultados de Williamson e Govardhan (2004) onde existe uma grande variação do *upper* para o *lower branch*.

Justificar essas diferenças de amplitude não é simples, pois cada base possui um fator de amortecimento diferente, além de possuir comportamento mecânico próprio oriundo do seu princípio de funcionamento. Apesar de todas essas diferenças construtivas nota-se que a resposta clássica para o fenômeno de VIV com apenas um grau de liberdade não se perde.

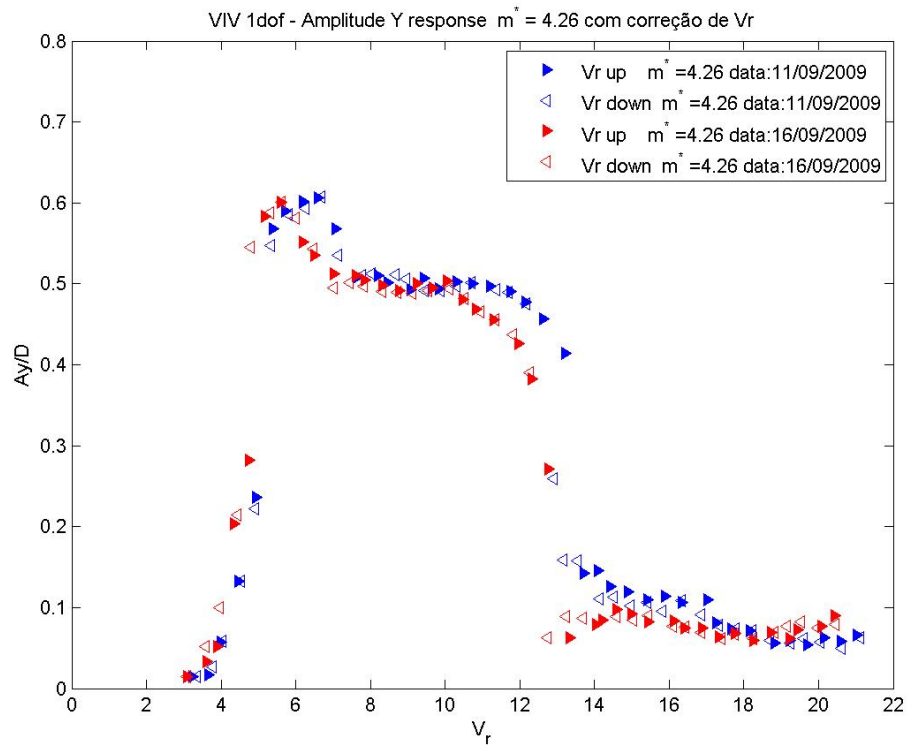


Figura 9.15: Análise de repetibilidade dos ensaios de VIV com correção de V_r

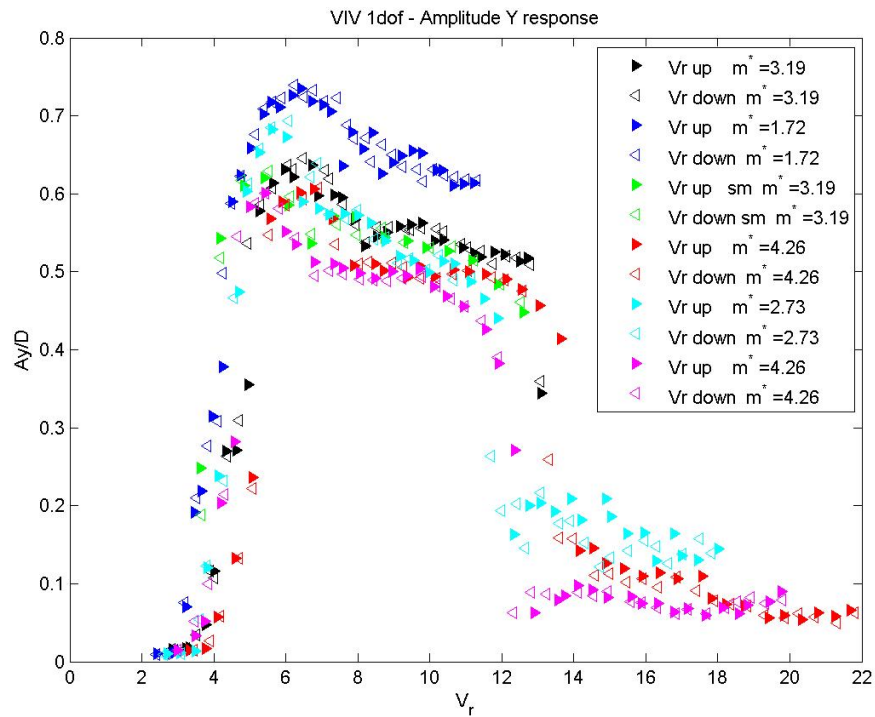


Figura 9.16: Compilação dos resultados para os ensaios de VIV com um grau de liberdade

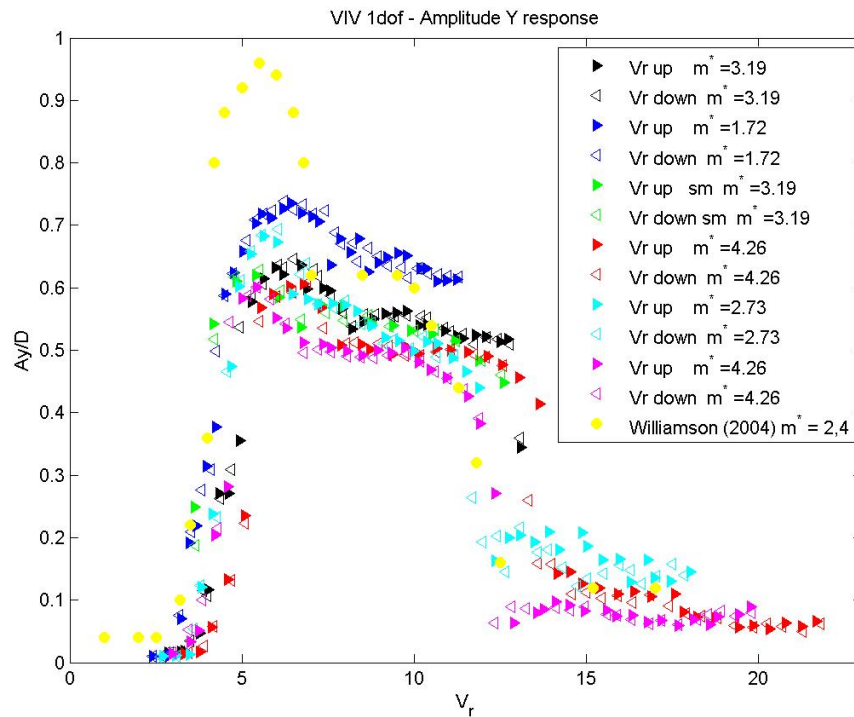


Figura 9.17: Comparação dos resultados obtidos pelo aluno e por Williamson e Govardhan (2004)

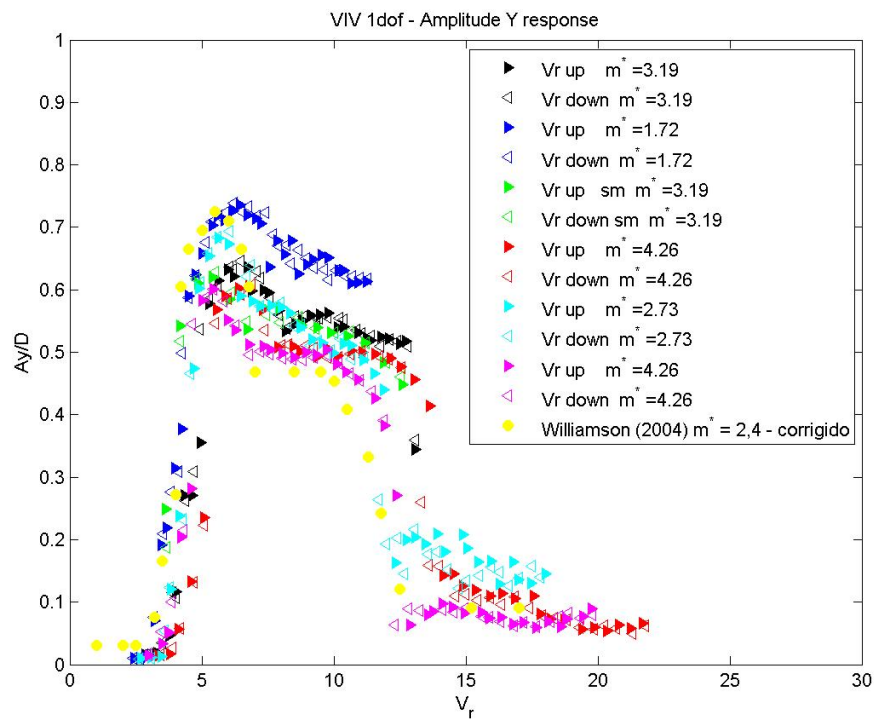


Figura 9.18: Comparação dos resultados obtidos pelo aluno e por Williamson e Govardhan (2004) com correção de amplitudes

10 ENSAIOS DE VIV COM DOIS GRAUS DE LIBERDADE

10.1 Objetivos do ensaio

Durante seu período de iniciação científica o aluno realizou ensaios de VIV com dois graus de liberdade na base elástica que desenvolveu. Estes ensaios visavam, principalmente, validar a base, reproduzindo resultados encontrados na literatura. Os resultados obtidos, porém, divergiam dos apresentados nos artigos estudados. Tal diferença motivou o aluno a desenvolver os ensaios apresentados nesta seção.

Antes de apresentar o procedimento experimental é importante apresentar os resultados encontrados na literatura a respeito do fenômeno de VIV com dois graus de liberdade. Jauvtis e Williamson (2003) realizou ensaios desse tipo com uma base elástica suspensa por cabos. Sua base possuía quatro cabos ligados ao teto do laboratório. Além do efeito pendular existente, molas foram usadas para ajustar a frequência natural de oscilação da base.

Em Jauvtis e Williamson (2003), discute-se a validade dos ensaios de VIV com apenas um grau de liberdade. Esse trabalho levanta a questão de que as ocorrências práticas do fenômeno se dão em dois graus de liberdade, logo, faria sentido estudar o fenômeno com apenas um grau? Teriam os resultados acumulados ao longo de décadas resultados realmente válidos para compreender o fenômeno?

A metodologia encontrada por Jauvtis e Williamson (2003) foi realizar ensaios em sua base de dois graus e comparar os resultados com os obtidos em bases de um grau de liberdade. A figura 10.1 ilustra a curva $A/d \times V_r$ obtida.

Nota-se que, apesar de levemente diferente da curva apresentada por Williamson e Govardhan (2004), a curva apresentada para dois graus de liberdade possui o mesmo formato e limites que a de um grau. As oscilações apresentadas para a direção x são quase nulas durante todo o ensaio, logo o segundo grau de liberdade pouco afeta o fenômeno. Na figura 10.1 há a indicação do trajeto realizado pelo cilindro para cada condição. Nota-se que o trajeto realizado

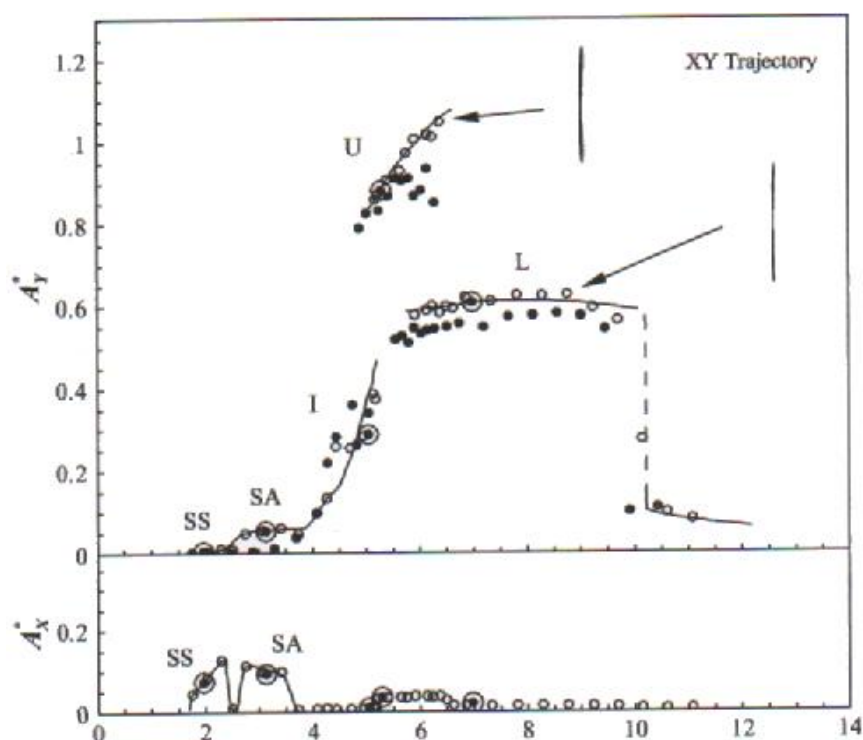


Figura 10.1: Resultado de VIV com dois graus de liberdade. Retirado de Jauvtis e Williamson (2003)

é, basicamente, a oscilação sobre uma reta e não algo com formato de “C” ou “8”.

10.2 Procedimento experimental

Antes de realizar ensaios de VIV com dois graus de liberdade também é preciso determinar a frequência natural de vibração em água e o coeficiente de amortecimento estrutural em ar.

Como a base permite oscilação em duas direções, ambas devem ser analisadas de forma independente. Três ensaios de decaimento são realizadas em cada direção, para as condições com e sem cilindro imerso. A figura 10.2(a) ilustra a montagem experimental com cilindro imerso de $32mm$.

A base elástica pode operar com cilindros de ensaio com $32mm$ ou $50mm$. A figura 10.2(b) ilustra a montagem com o cilindro de $50mm$. Com relação ao diâmetro do cilindro escolhido para cada ensaio, deve-se levar em conta alguns aspectos. O primeiro é a influência que cada um deles causa na massa adimensional da base. O cilindro de $50mm$ desloca, para um nível de água de $760mm$, aproximadamente $1,5kg$ de água, enquanto que o cilindro de $32mm$ desloca, para o mesmo nível, apenas $0,61kg$. Apesar da massa do cilindro de $50mm$ ser maior, sua contribuição para com a base é a de reduzir o valor de m^* .

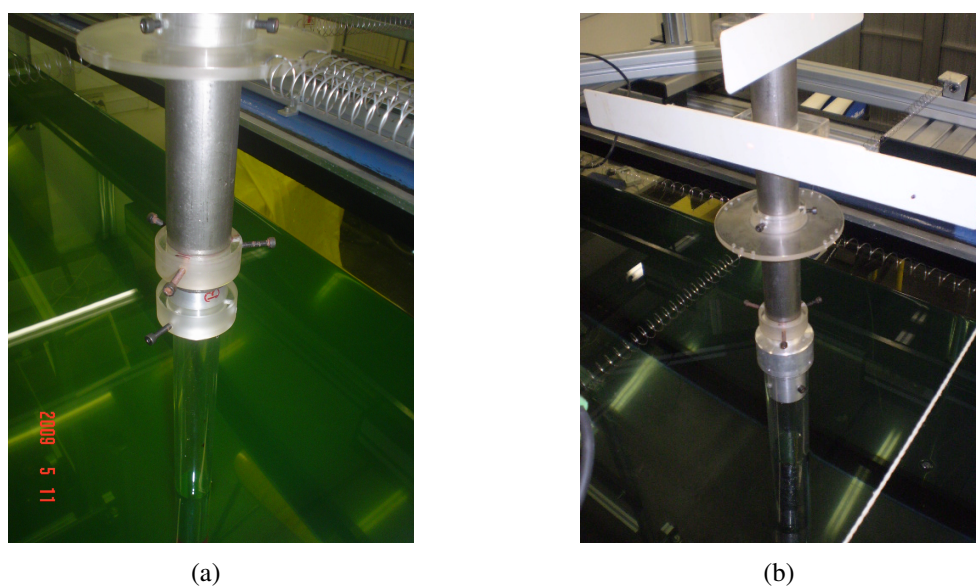


Figura 10.2: Montagem experimental para cilindros de diâmetro externo igual a (a) $32mm$ (b) $50mm$

Outra característica do cilindro de $50mm$ é ter uma maior área projetada, logo, está sujeito a maiores forças hidrodinâmicas. É interessante que essas forças sejam ampliadas no início do ensaio, quando a velocidade ainda é baixa. Essa característica vira uma desvantagem para valores mais elevados de U_∞ quando as forças de arrasto e sustentação passam a atingir valores elevados. A força de arrasto apresenta a maior dificuldade, visto que o arrasto médio cresce com o quadrado da velocidade, o que causa um deslocamento na direção x cada vez maior.

É preciso controlar a inclinação do cilindro. Como este está articulado ao teto do laboratório, a cada deslocamento está associada uma inclinação. Para manter o cilindro na vertical a solução implementada pelo aluno foi deslocar também o encaixe das molas na direção x . Desta forma, ainda que a mola esteja cada vez mais esticada, a média da oscilação na direção x ainda será nula. Todo este cuidado não é necessário na direção y , visto que é inerente do fenômeno que a sustentação tenha média nula.

Tal como no caso com apenas um grau de liberdade, antes de realizar ensaios com dois graus, é preciso determinar a frequência natural de oscilação em água, f_n , e o fator de amortecimento em ar, ζ . Estes dois parâmetros são obtidos em ensaios de decaimento.

10.3 Ensaios realizados

Tal como descrito na seção 10.1, um dos objetivos do aluno ao realizar ensaios de VIV é determinar a influência do parâmetro m^* no fenômeno com dois graus de liberdade. Para isso o aluno realizou diversos ensaios com diferentes valores de massa. Nestes ensaios a altura do nível de água do canal foi mantida igual a $h = 700\text{mm}$. A massa estrutural da base foi variada utilizando cilindros de chumbo que eram montados dentro dos cilindros de ensaio. Dez cilindros, de aproximadamente 300g cada, foram usados.

Foram realizados ensaios com cilindros com diâmetro externo de 32mm e 50mm . No total, sete configurações distintas foram ensaiadas. A tabela 10.1 apresenta as configurações ensaiadas, o valor de m^* , ζ e f_n de cada configuração. A determinação do fator de amortecimento, ζ , foi apresentada no capítulo 8.

Tabela 10.1: Valores de ζ e f_n para diversas condições experimentais

diâmetro do cilindro (mm)	número cilindros de tarugos de chumbo	m^*	$\zeta(\%)$	f_n
32	10	8,5	0,15	0,32
32	8	7,4	0,13	0,32
32	6	6,4	0,12	0,32
32	4	5,3	0,16	0,33
32	2	4,3	0,20	0,34
32	0	3,2	0,20	0,36
50	4	2,7	0,11	0,27

10.4 Resultados Obtidos

10.4.1 Curvas $A/d \times V_r$

A seguir são apresentadas as curvas $A/d \times V_r$ para os ensaios de VIV com dois graus de liberdade realizados. Para cada duas curvas $A/d \times V_r$ são apresentadas. A primeira delas indica os resultados do ensaio, ou seja, a amplitude adimensional medida para cada valor da velocidade reduzida ensaiada. A segunda apresenta uma curva contínua, formada ligando-se os pontos determinados experimentalmente.

Tal como observado no capítulo anterior, os valores de amplitude medidos referem-se ao movimento dos alvos em cada direção e não ao movimento do cilindro em si. Apesar disso todas as análises feitas com relação à amplitude de movimento da base são válidas, visto que o

movimento do cilindro está relacionado ao movimento dos alvos.

O objetivo da curva $A/d \times V_r$ com linhas não é proporcionar qualquer tipo de interpolação dos resultados, mas apenas facilitar a visualização da curva em si. Esta forma de apresentar os resultados facilita a comparação entre o ensaio com incrementos positivos e o ensaio com incrementos negativos de V_r e, desta forma, facilita a visualização da histerese característica ao fenômeno de VIV.

As figuras 10.3(a) e 10.3(b) apresentam a curva $A/d \times V_r$ para $m^* = 8, 5$. É importante notar que praticamente não há oscilação na direção x e também não há histerese. O resultado é bastante similar ao encontrado no caso de VIV com apenas um grau de liberdade. O mesmo ocorre para as figuras de 10.4(a) a 10.7(b).

A figura 10.7(a) ilustra o resultado para dois ensaios de VIV com dois graus de liberdade e $m^* = 4, 3$. Dois ensaios foram realizados visando verificar a repetibilidade dos ensaios. Nota-se, neste caso, que a concordância entre os resultados é muito boa, pois não há praticamente nenhuma diferença entre a curva preta e a curva azul. Para facilitar a visualização da curva $A/d \times V_r$ com linhas para esta massa, a curva azul foi suprimida na figura 10.7(b).

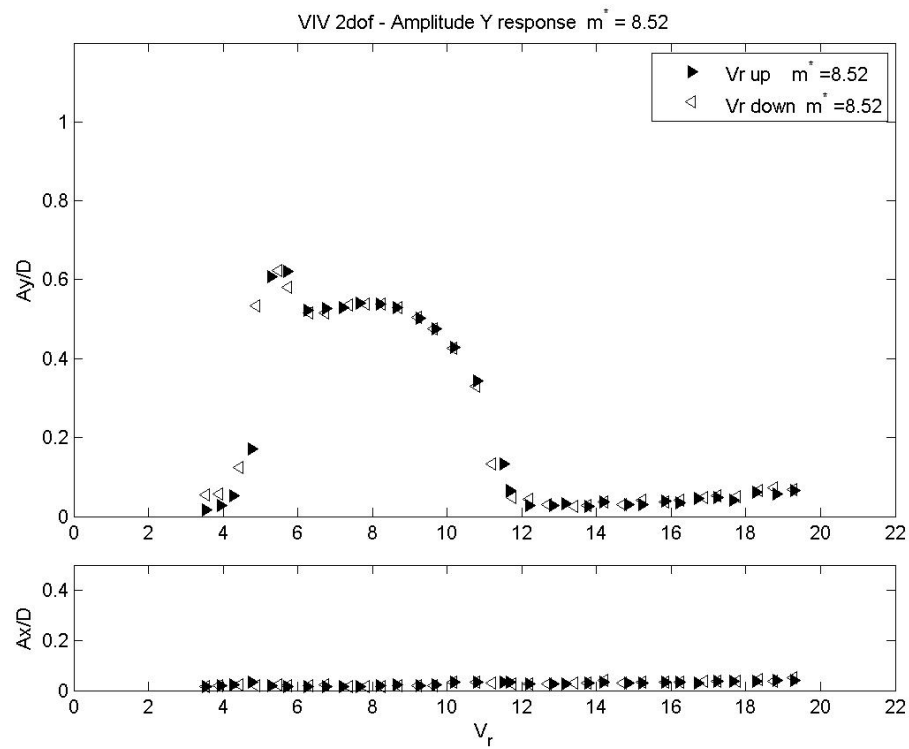
Não há muita variação de comportamento entre as curvas. Pode-se reparar, no entanto, que com a diminuição da massa, a área sob a curva definida pelas linhas cresce, ou seja, o fenômeno de VIV parece se fortalecer com a diminuição de m^* , aumentando a amplitude e expandindo os limites de V_r . Esse aumento pode ser verificado na figura 10.8.

As figuras 10.3(a) e 10.3(b) apresentam a curva $A/d \times V_r$ para $m^* = 8, 5$. É importante notar que praticamente não há oscilação na direção x e também não há histerese. O resultado é bastante similar ao encontrado no caso de VIV com apenas um grau de liberdade. O mesmo ocorre para as figuras de 10.4(a) a 10.7(b).

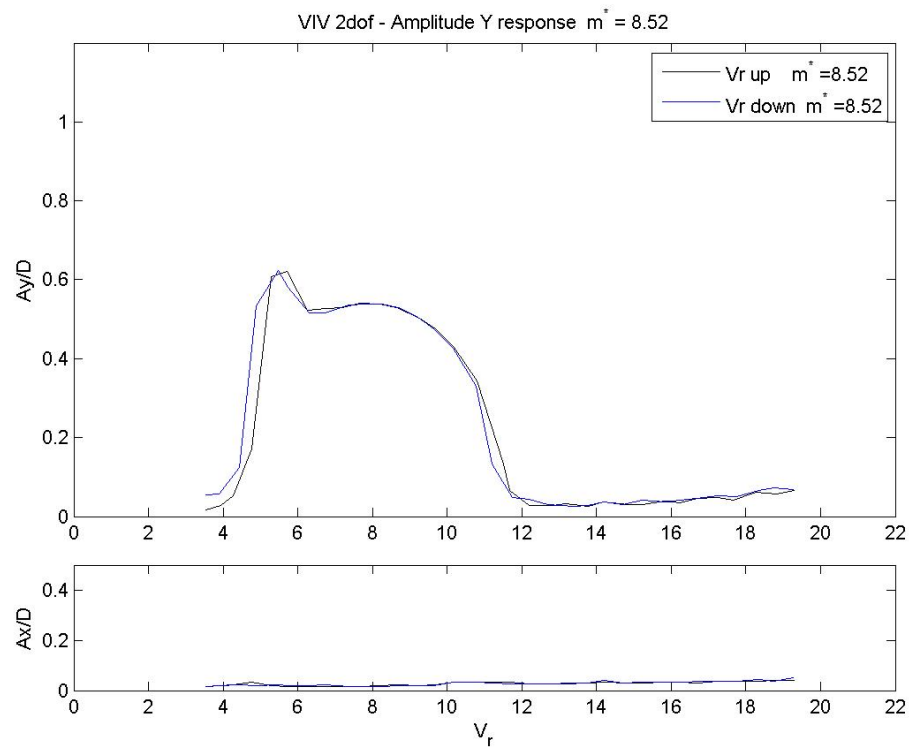
A figura 10.7(a) ilustra o resultado para dois ensaios de VIV com dois graus de liberdade e $m^* = 4, 3$. Dois ensaios foram realizados visando verificar a repetibilidade dos ensaios. Nota-se, neste caso, que a concordância entre os resultados é muito boa, pois não há praticamente nenhuma diferença entre a curva preta e a curva azul. Para facilitar a visualização da curva $A/d \times V_r$ com linhas para esta massa, a curva azul foi suprimida na figura 10.7(b).

Não há muita variação de comportamento entre as curvas. Pode-se reparar, no entanto, que com a diminuição da massa, a área sob a curva definida pelas linhas cresce, ou seja, o fenômeno de VIV parece se fortalecer com a diminuição de m^* , aumentando a amplitude e expandindo os limites de V_r . Esse aumento pode ser verificado na figura 10.8.

A partir da figura 10.9(a), nota-se uma grande variação de comportamento. Para $m^* =$



(a)



(b)

Figura 10.3: Curva $A/d \times V_r$ para VIV com dois graus de liberdade com $m^* = 8,5$ (a) dados experimentais (b) representação com linhas

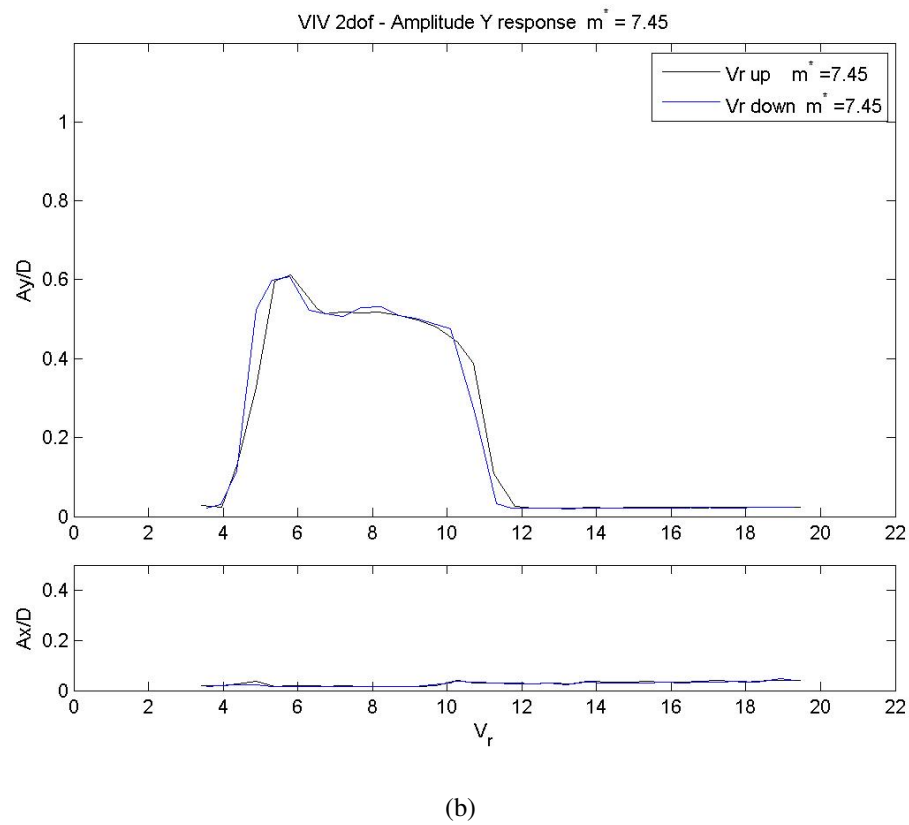
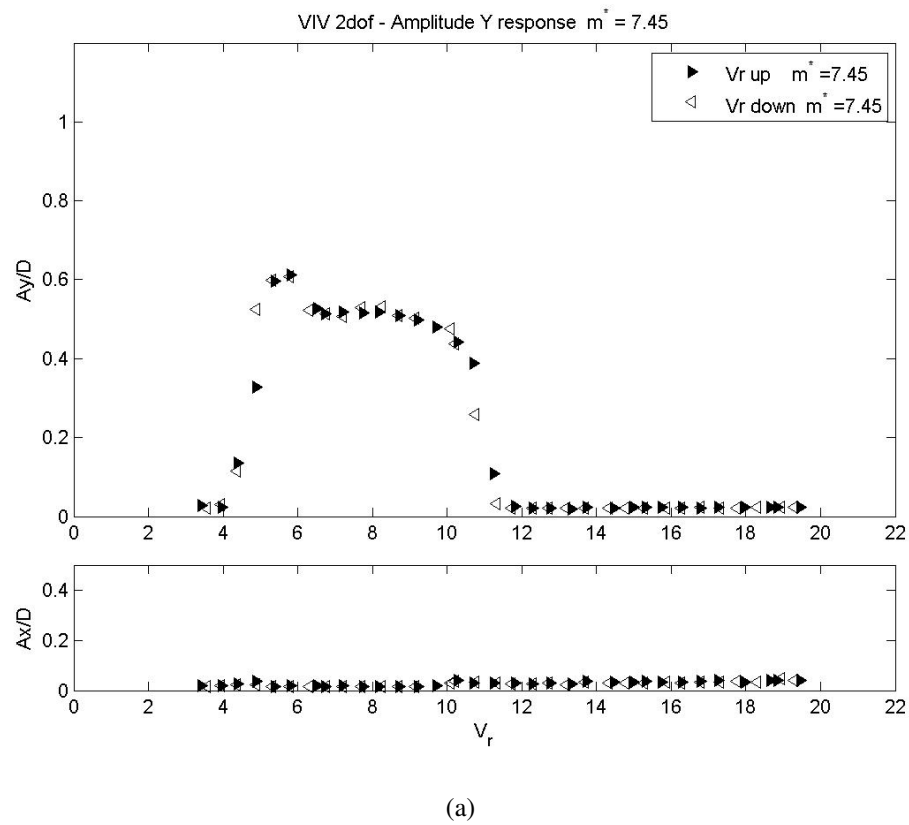
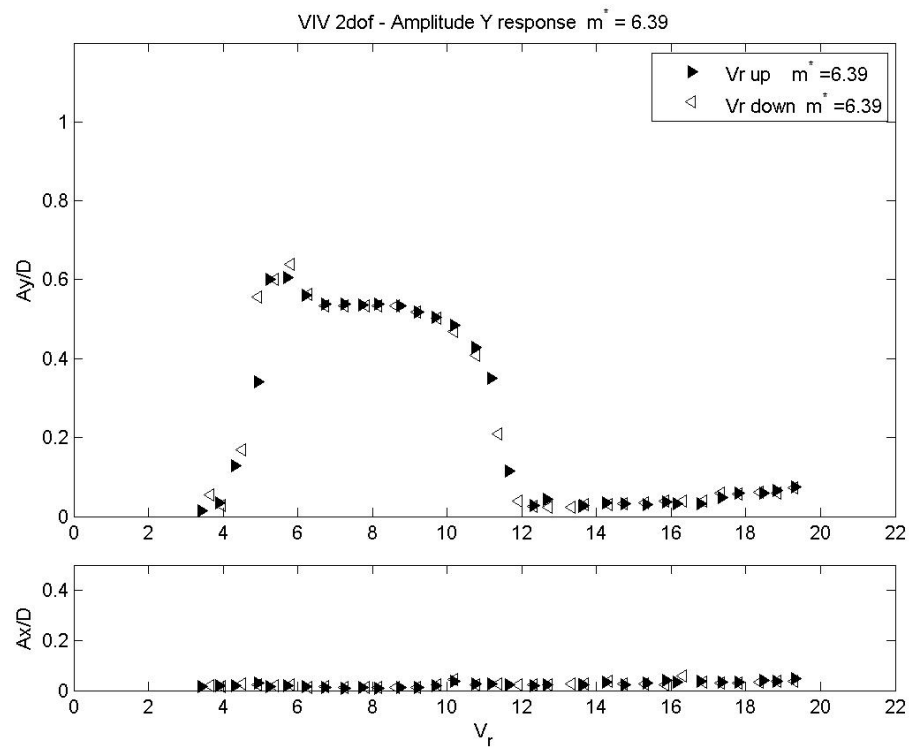
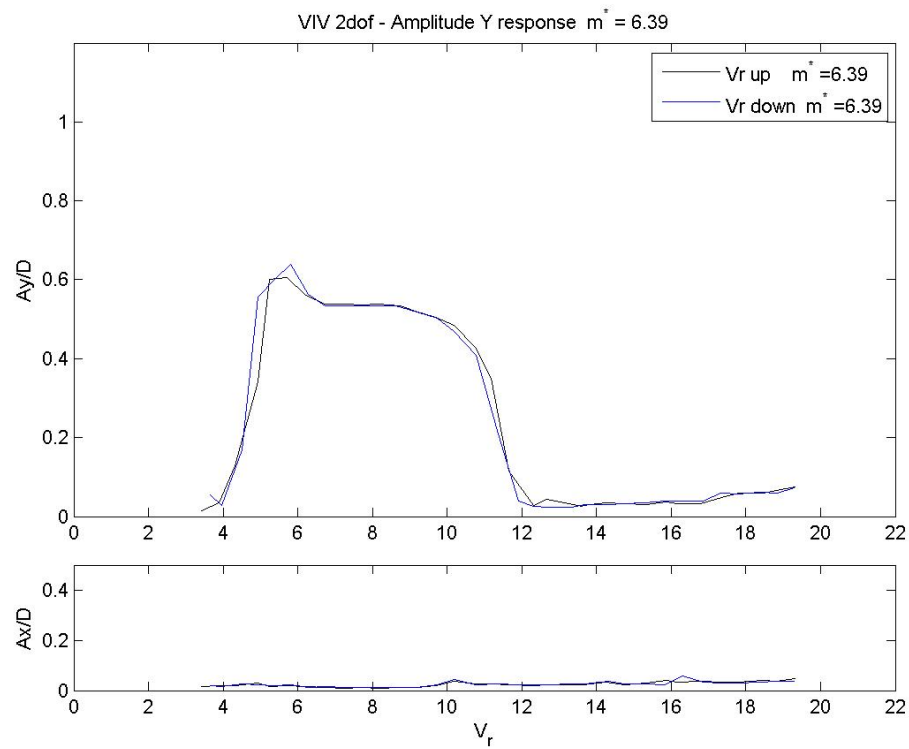


Figura 10.4: Curva $A/d \times V_r$ para VIV com dois graus de liberdade com $m^* = 7,4$ (a) dados experimentais (b) representação com linhas

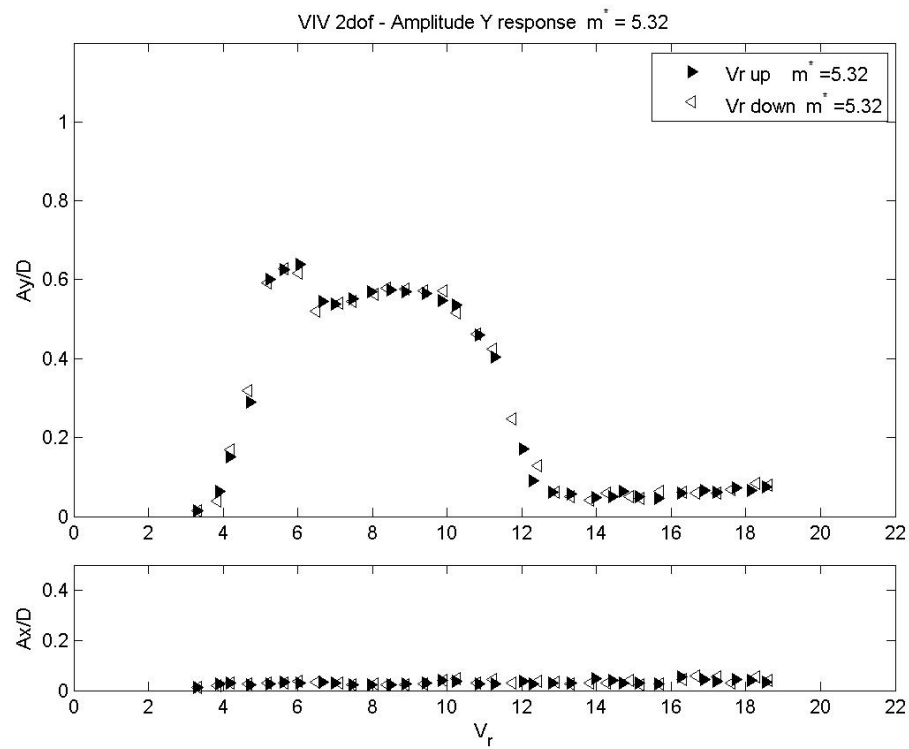


(a)

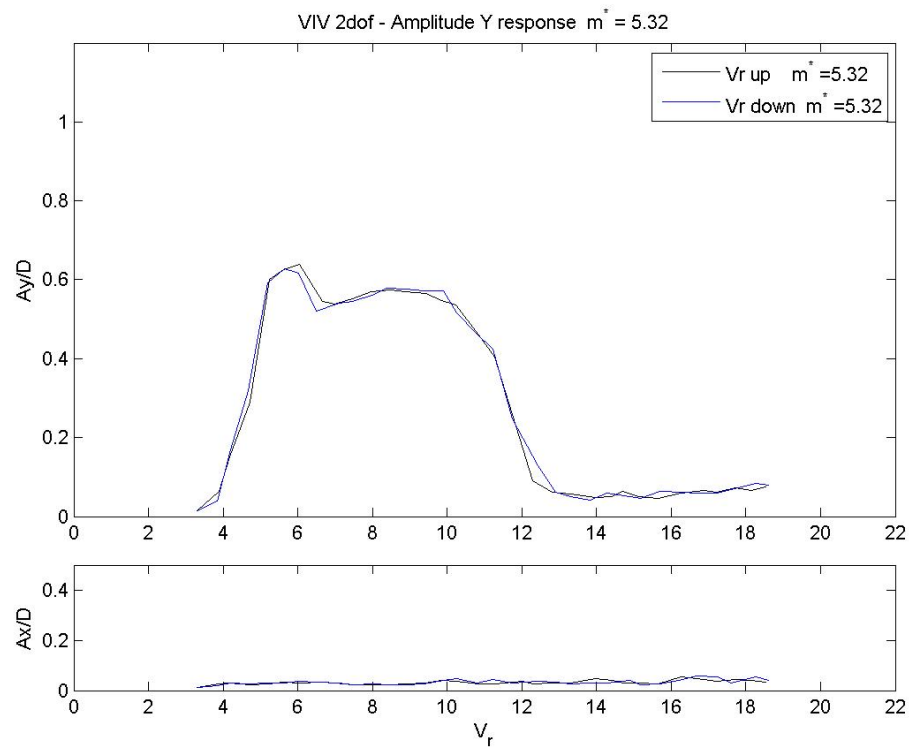


(b)

Figura 10.5: Curva $A/d \times V_r$ para VIV com dois graus de liberdade com $m^* = 6,4$ (a) dados experimentais (b) representação com linhas

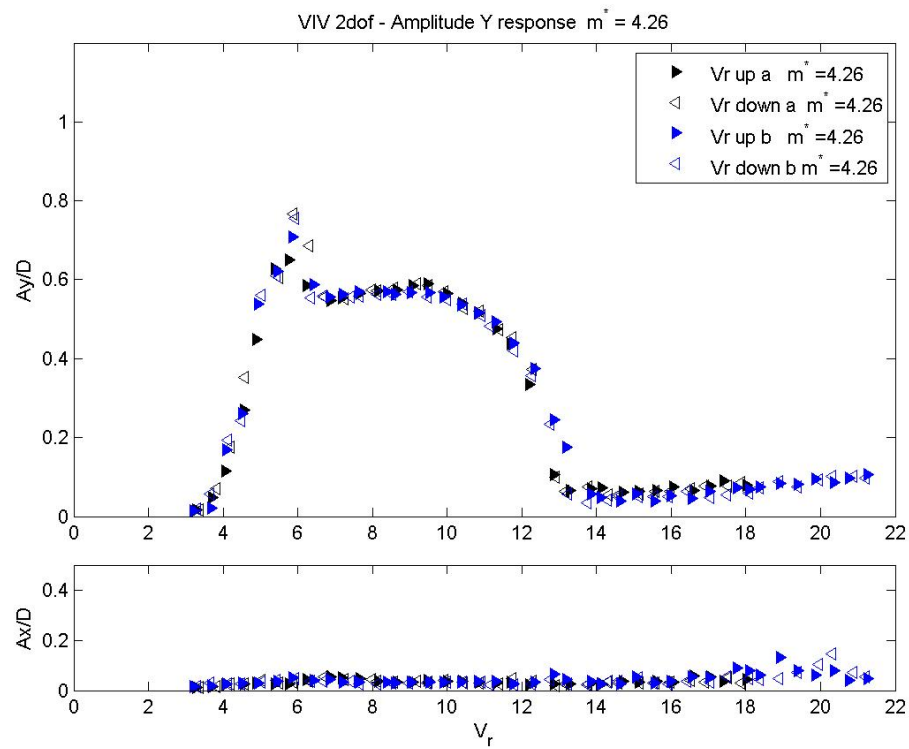


(a)

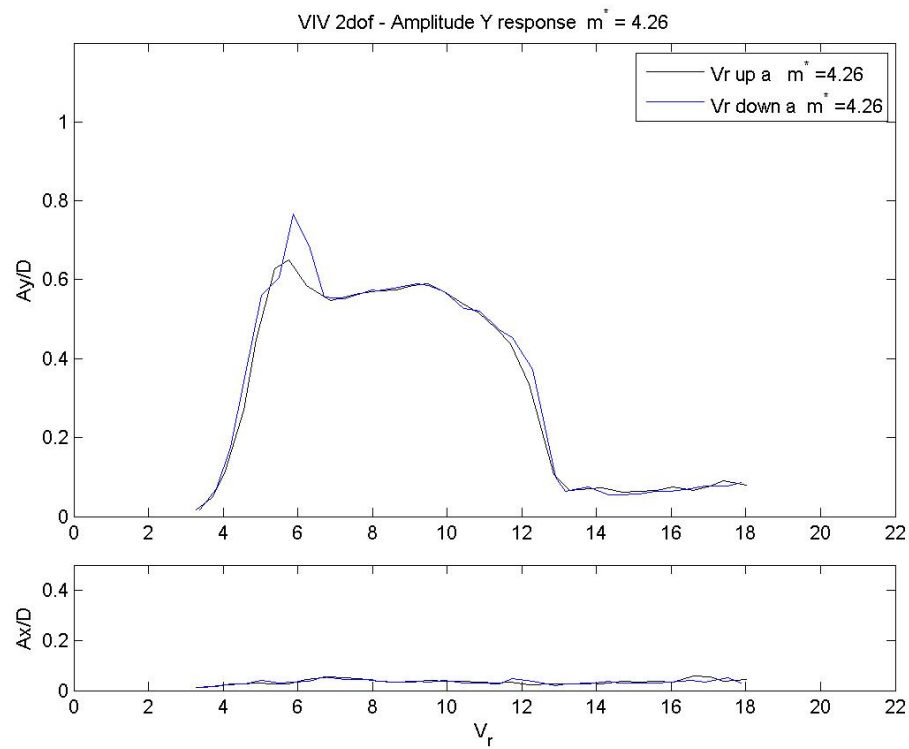


(b)

Figura 10.6: Curva $A/d \times V_r$ para VIV com dois graus de liberdade com $m^* = 5,3$ (a) dados experimentais (b) representação com linhas



(a)



(b)

Figura 10.7: Curva $A/d \times V_r$ para VIV com dois graus de liberdade com $m^* = 4,3$ (a) dados experimentais (b) representação com linhas

3, 2 já existe oscilação na direção x , a amplitude máxima atinge valores mais altos, a histerese deixa de ser desprezível e o limite de V_r no qual o fenômeno de VIV termina, ou menor, o intervalo de V_r para o qual o *lower branch* acaba desloca-se para a direita.

Na figura 10.9(b) pode-se notar claramente que a histerese aparece na região superior da curva. Nota-se também que um segundo salto de amplitude passa a ocorrer. Para $V_r < 7$ a curva $A/d \times V_r$ parece tender assintoticamente ao valor máximo da amplitude $A_y \approx 0,7$, mas para $V_r \approx 7$ um novo salto na amplitude faz com que o movimento tenha amplitude máxima $A_y \approx 1$. Ainda em $V_r \approx 7$ tem-se o máximo da amplitude na direção x .

Esse novo comportamento é visível também nas figuras 10.9(a), 10.9(b), 10.10(a) e 10.10(b).

Nas figuras 10.10(a) e 10.10(b) pode-se perceber que o primeiro efeito da diminuição de m^* ainda existe após essa transição de comportamento, ou seja, quanto menor m^* maior será a amplitude máxima e mais deslocado estará o intervalo de queda do *lower branch*.

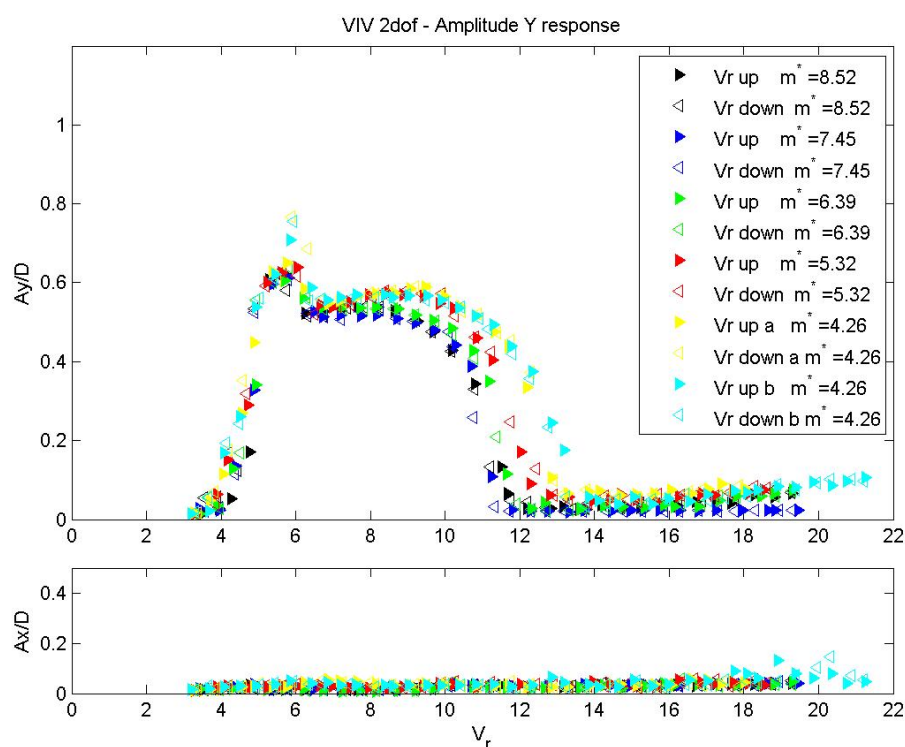
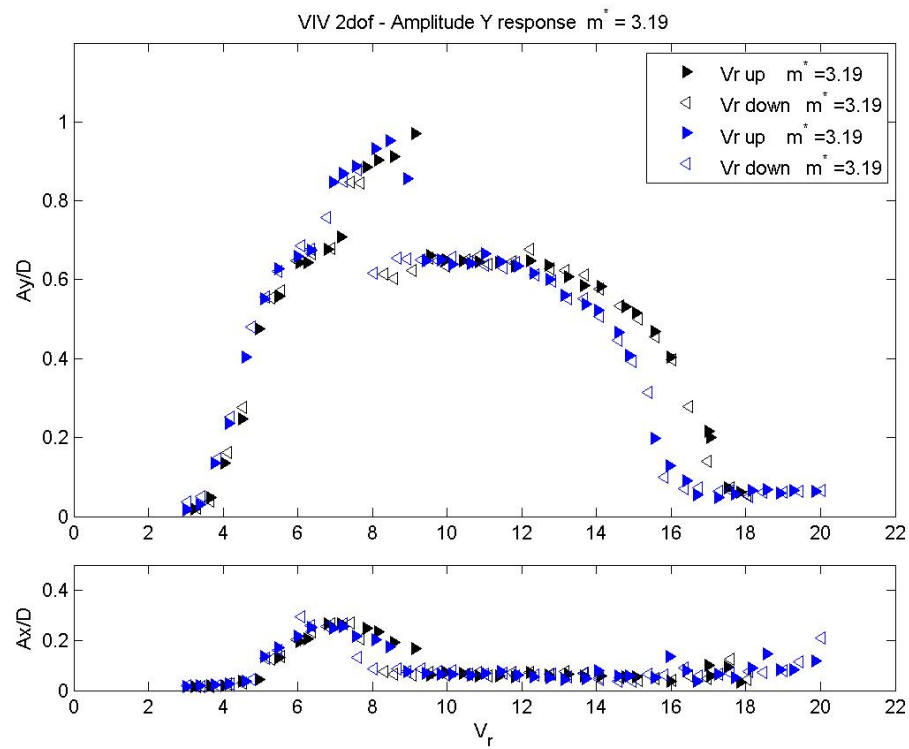
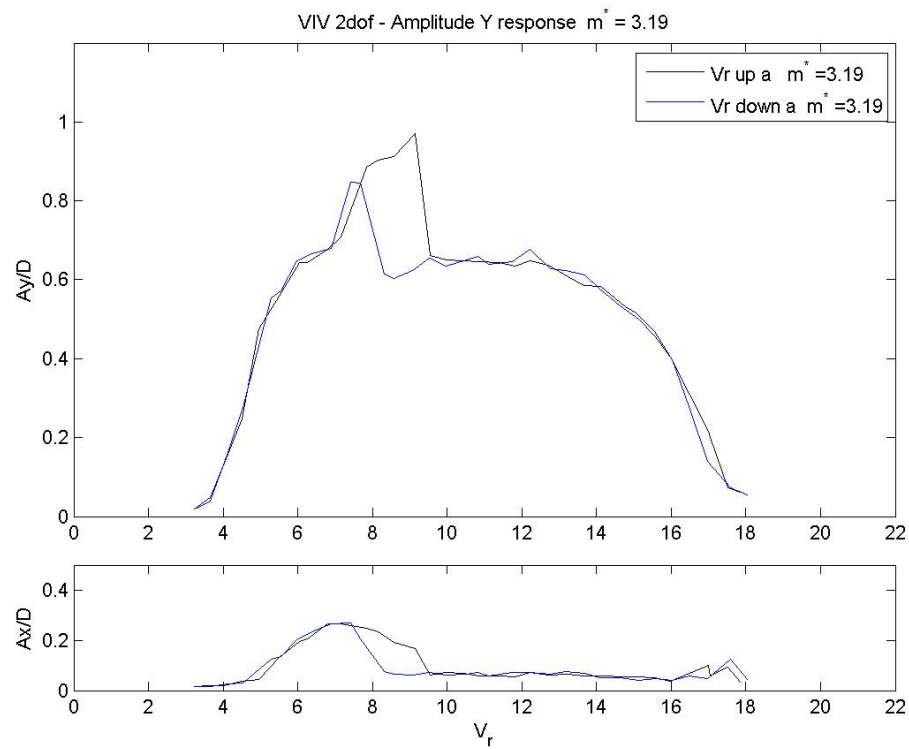


Figura 10.8: Compilação de resultados para VIV com dois graus de liberdade e $m^* > 4,3$

A figura 10.11 apresenta a compilação de todos os ensaios realizados com dois graus de liberdade. Nesta figura a mudança de comportamento devido à diminuição da massa é muito clara. Nota-se a grande variação de amplitude tanto na direção transversal como na direção alinhada com o escoamento.

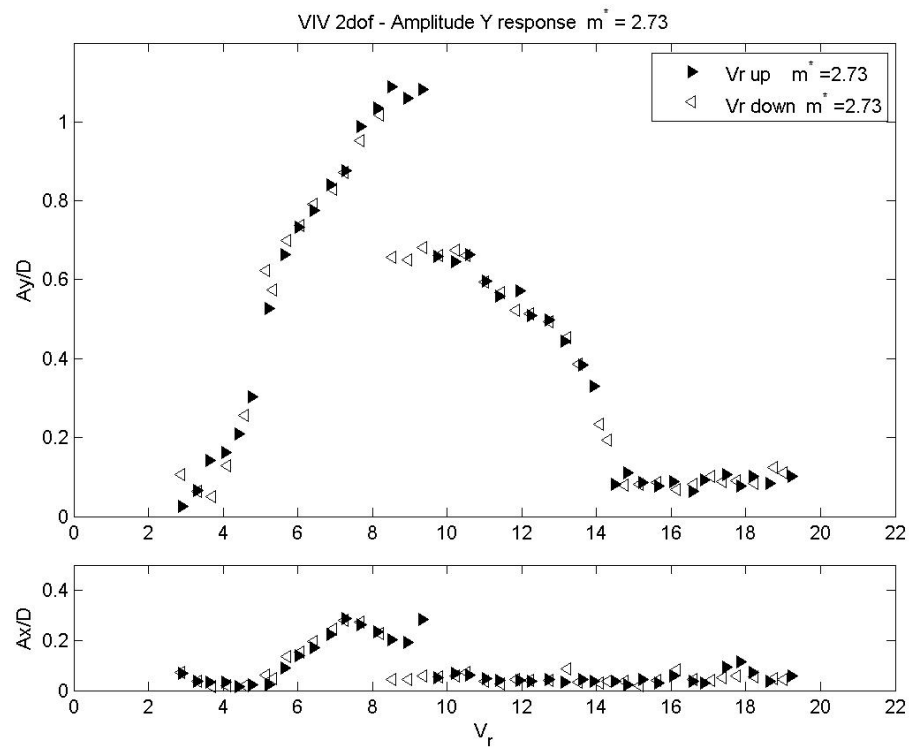


(a)

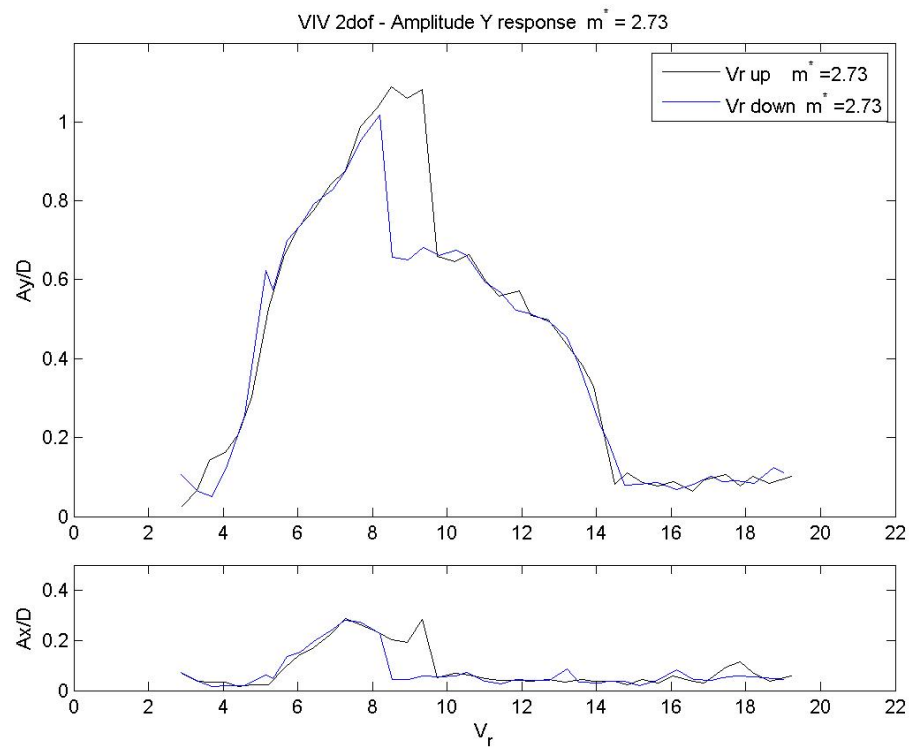


(b)

Figura 10.9: Curva $A/d \times V_r$ para VIV com dois graus de liberdade com $m^* = 3,2$ (a) dados experimentais (b) representação com linhas



(a)



(b)

Figura 10.10: Curva $A/d \times V_r$ para VIV com dois graus de liberdade com $m^* = 2,7$ (a) dados experimentais (b) representação com linhas

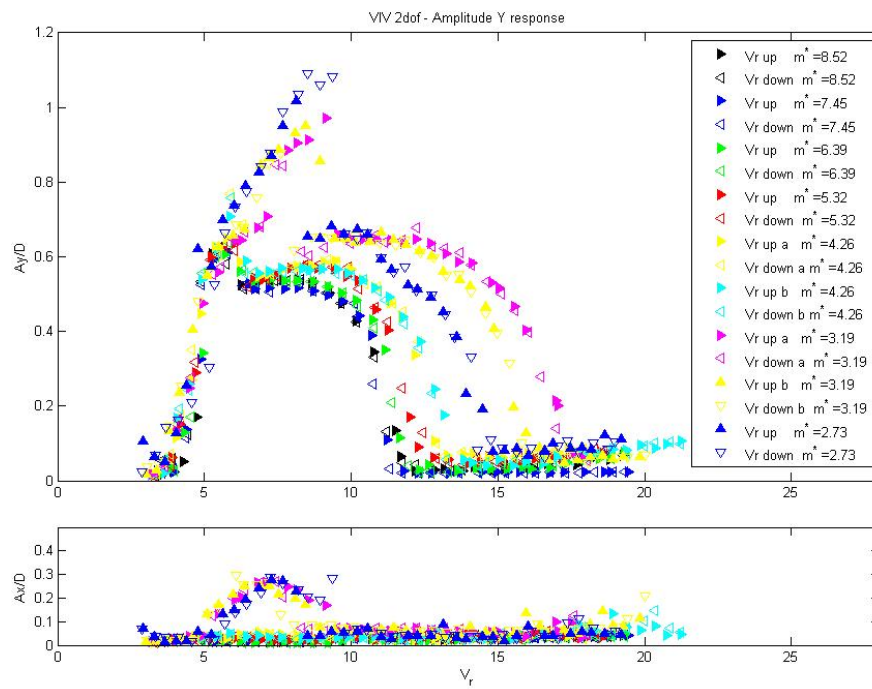


Figura 10.11: Compilação de resultados para VIV com dois graus de liberdade

10.4.2 Trajetórias do cilindro

Nesta seção são apresentadas as trajetórias do cilindro ao longo dos ensaios. Esse tipo de apresentação dos resultados permite entender melhor quais são os modos de vibrar para cada valor de V_r . Nota-se também que existe um padrão na movimentação do cilindro e que este padrão evolui em função dos parâmetros m^* e V_r .

Para cada ensaio realizado, com diferente valor de m^* , seis figuras são apresentadas e cada uma ilustra o modo de vibrar da base elástica para um valor específico de V_r .

Observando as figuras 10.12, 10.13, 10.14, 10.15 e 10.16, nota-se que para $m^* \geq 4,3$ o cilindro se movimenta apenas na direção y . Existe uma ligeira oscilação na direção x , pois as trajetórias não são exatamente retilíneas, mas a amplitude da oscilação é desprezível. É interessante notar nas imagens (f) que, de fato, para elevados valores de V_r o cilindro não oscila mais, apesar de nessas condições o escoamento possuir a maior a maior velocidade de todo o ensaio.

Na figura 10.17 nota-se que o cilindro passa a oscilar na direção x . Na imagem 10.17(c) a trajetória parece um “C” invertido. É importante citar que nessas figuras deve-se considerar o escoamento é horizontal e vem da direita para a esquerda. A inversão do sentido se deve à posição da trena laser, pois quando o cilindro oscila para frente, diminui-se a distância entre a base e a trena.

Na figura 10.17(d) o “C” parece começar a abrir, tal como se estivesse evoluindo para um “8” delgado e dobrado. Para valores mais elevados de V_r a oscilação em x some e a trajetória volta a ser, predominantemente, uma linha reta.

Para o último e menor valor de m^* ensaiado, percebe-se uma estrutura de “8” mais clara na figura 10.18(c) e um “C” bem definido na imagem 10.18(d).

10.4.3 Comparação dos resultados de VIV com um e dois graus de liberdade

O objetivo desta seção é comparar resultados para ensaios de VIV com um e dois graus de liberdade. Foca-se, nesta seção, a mudança de comportamento evidenciada nas seções anteriores, ou seja, $m^* < 4,3$.

Os ensaios comparados possuem o mesmo parâmetro de massa, m^* , e foram realizados na base elástica pendular desenvolvida pelo aluno. A única variação entre os ensaios com um e dois graus é a presença do cabo implementado para limitar o movimento na direção x .

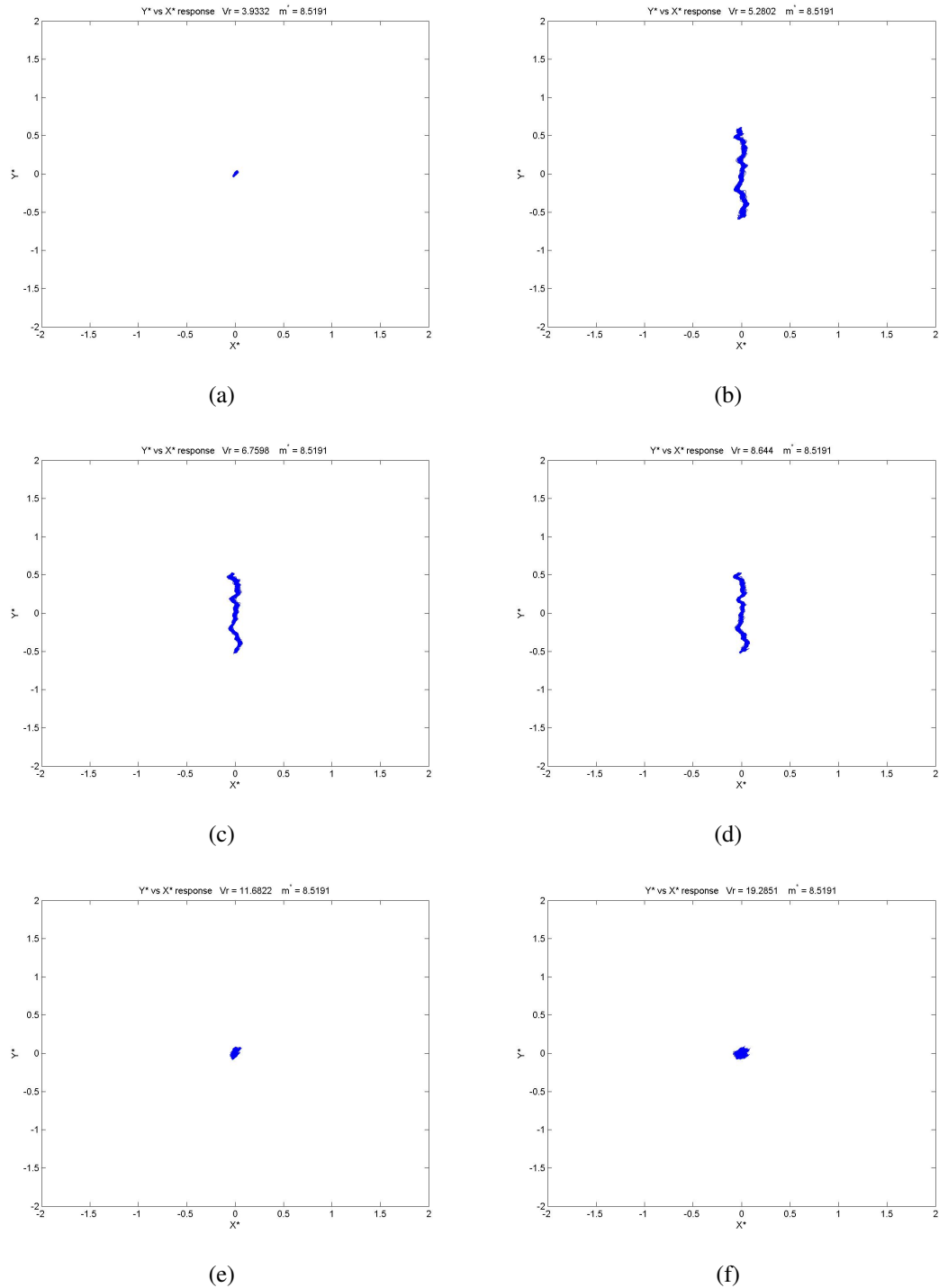


Figura 10.12: Movimento do cilindro para VIV com dois graus de liberdade para $m^* = 8,5$ (a) $V_r = 3,9$ (b) $V_r = 5,3$ (c) $V_r = 6,8$ (d) $V_r = 8,6$ (e) $V_r = 11,7$ (f) $V_r = 19,3$

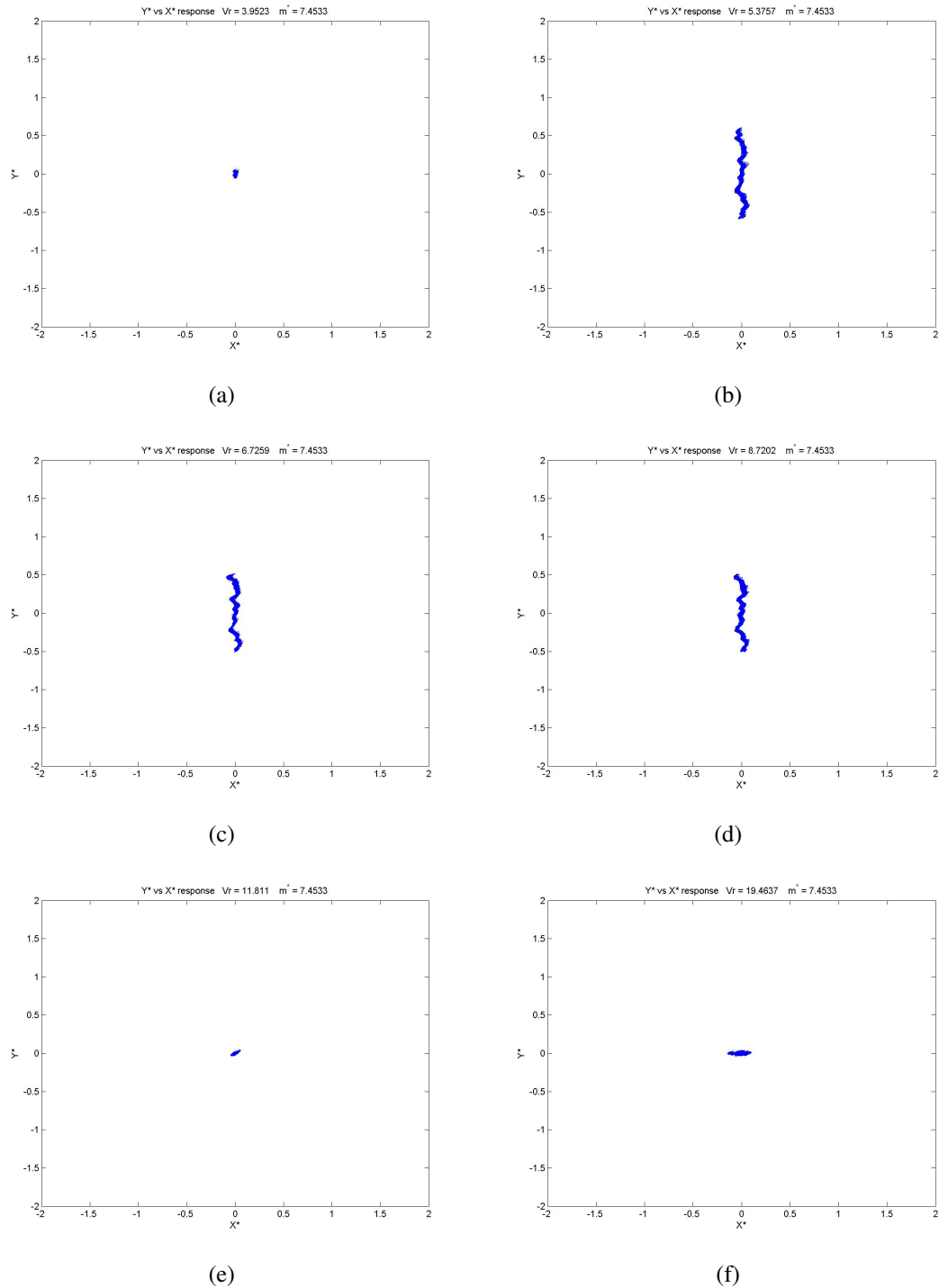


Figura 10.13: Movimento do cilindro para VIV com dois graus de liberdade para $m^* = 7,5$ (a) $V_r = 4,0$ (b) $V_r = 5,4$ (c) $V_r = 6,7$ (d) $V_r = 8,7$ (e) $V_r = 11,8$ (f) $V_r = 19,5$

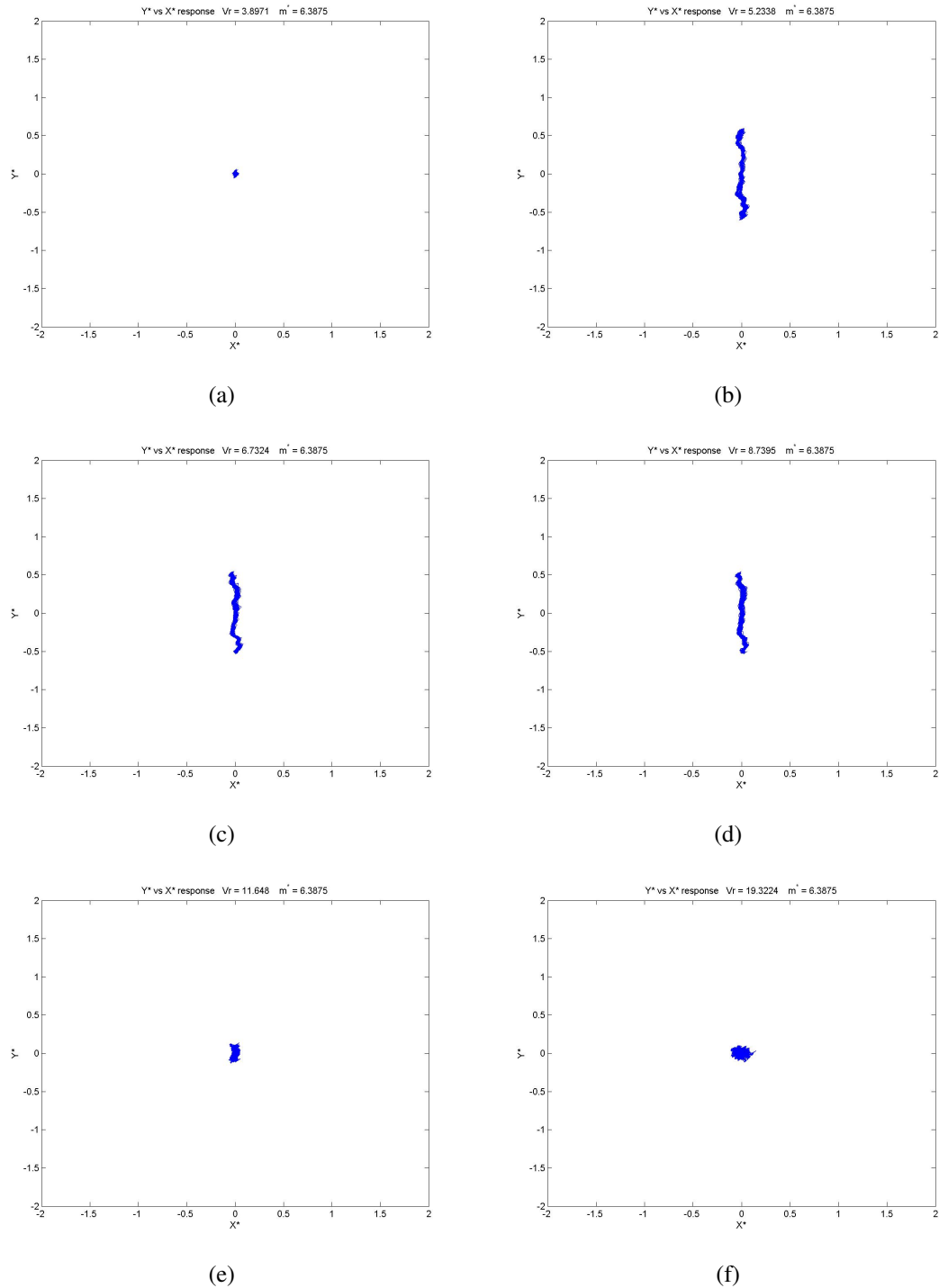


Figura 10.14: Movimento do cilindro para VIV com dois graus de liberdade para $m^* = 6,4$ (a) $V_r = 3,9$ (b) $V_r = 5,2$ (c) $V_r = 6,7$ (d) $V_r = 8,7$ (e) $V_r = 11,6$ (f) $V_r = 19,3$

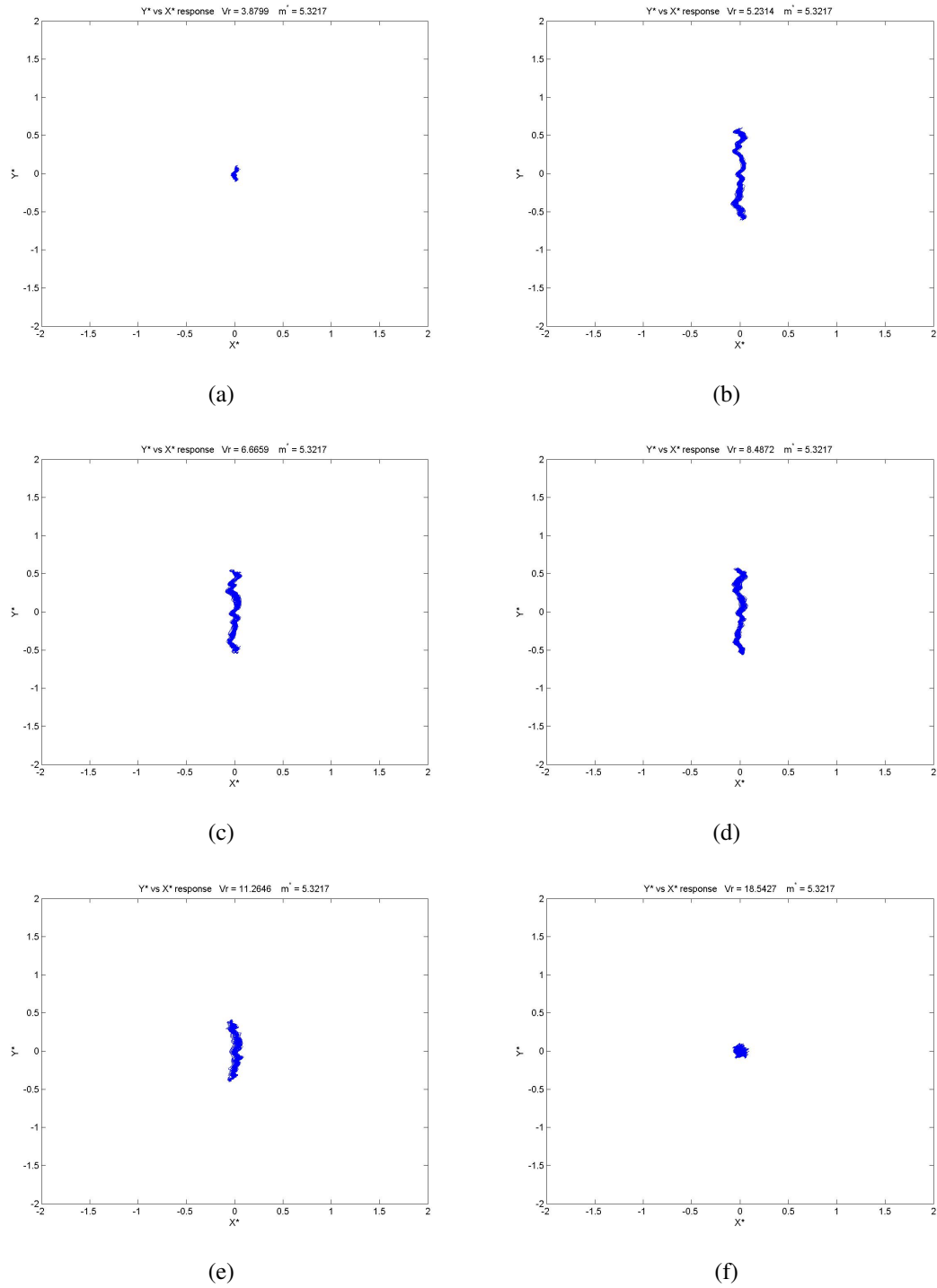


Figura 10.15: Movimento do cilindro para VIV com dois graus de liberdade para $m^* = 5,4$ (a) $V_r = 3,9$ (b) $V_r = 5,2$ (c) $V_r = 6,7$ (d) $V_r = 8,5$ (e) $V_r = 11,3$ (f) $V_r = 18,5$

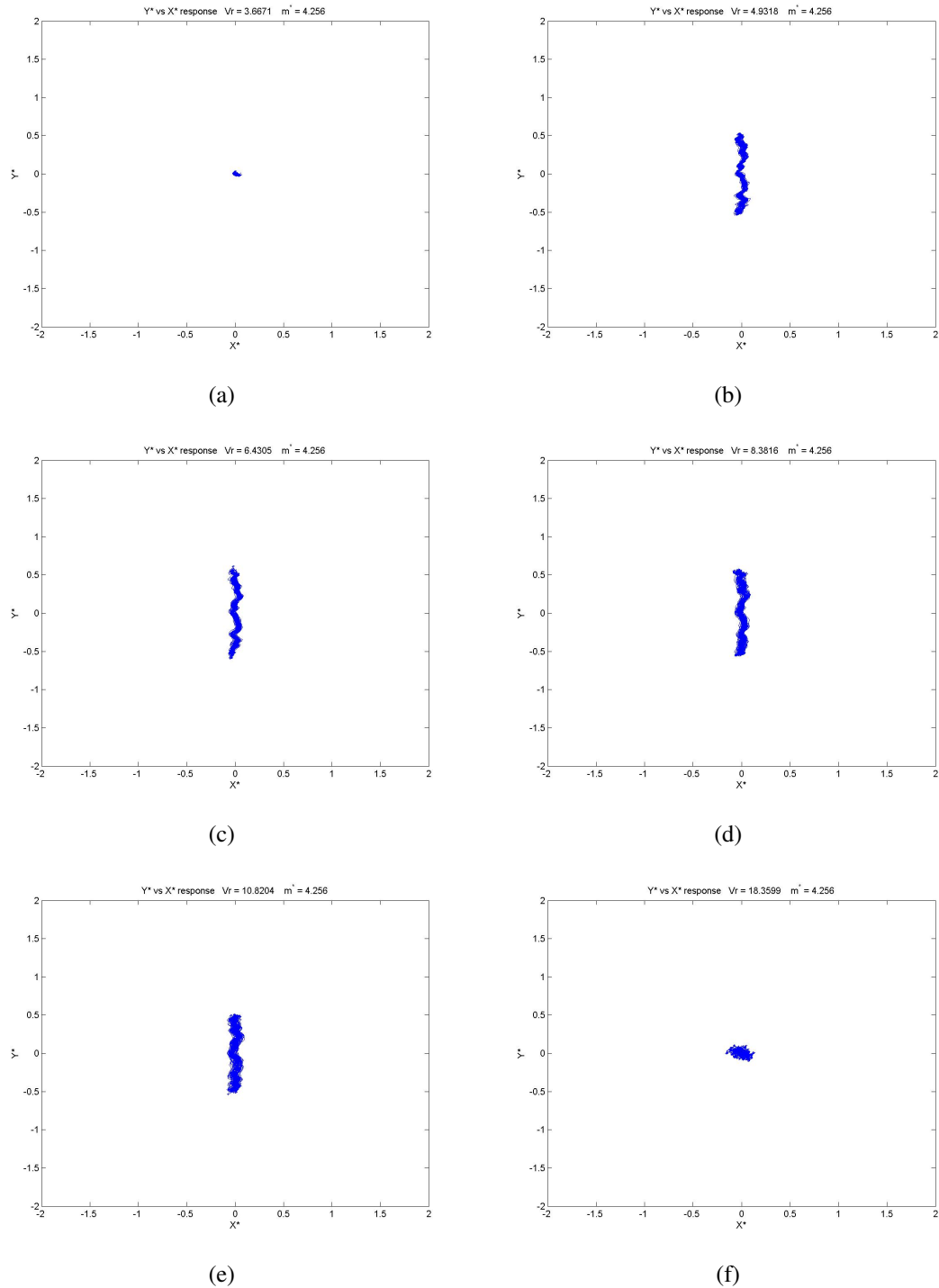


Figura 10.16: Movimento do cilindro para VIV com dois graus de liberdade para $m^* = 4,3$ (a) $V_r = 3,7$ (b) $V_r = 4,9$ (c) $V_r = 6,4$ (d) $V_r = 8,4$ (e) $V_r = 10,8$ (f) $V_r = 18,4$

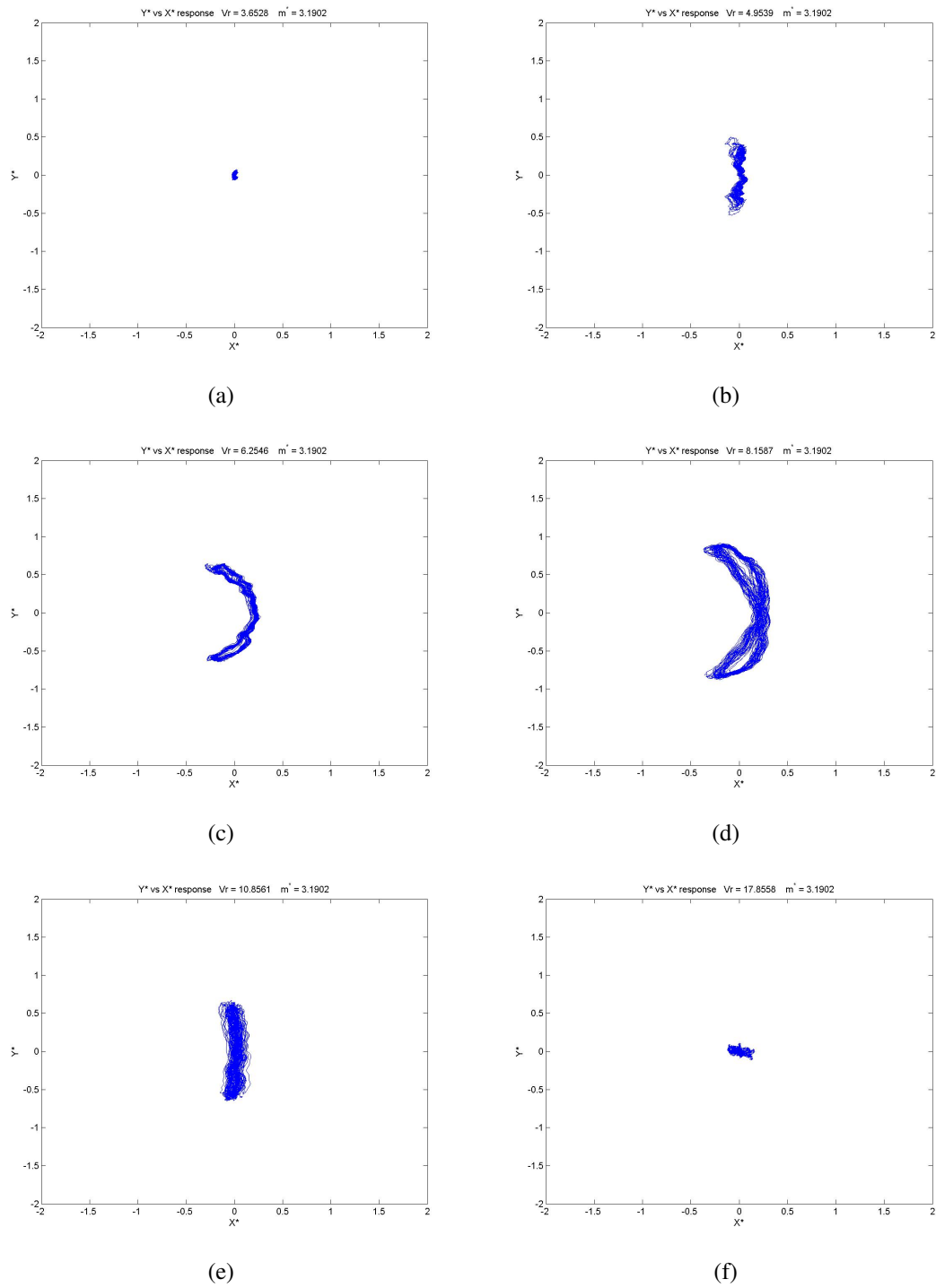


Figura 10.17: Movimento do cilindro para VIV com dois graus de liberdade para $m^* = 3,2$ (a) $V_r = 3,7$ (b) $V_r = 5,0$ (c) $V_r = 6,3$ (d) $V_r = 8,2$ (e) $V_r = 10,9$ (f) $V_r = 17,9$

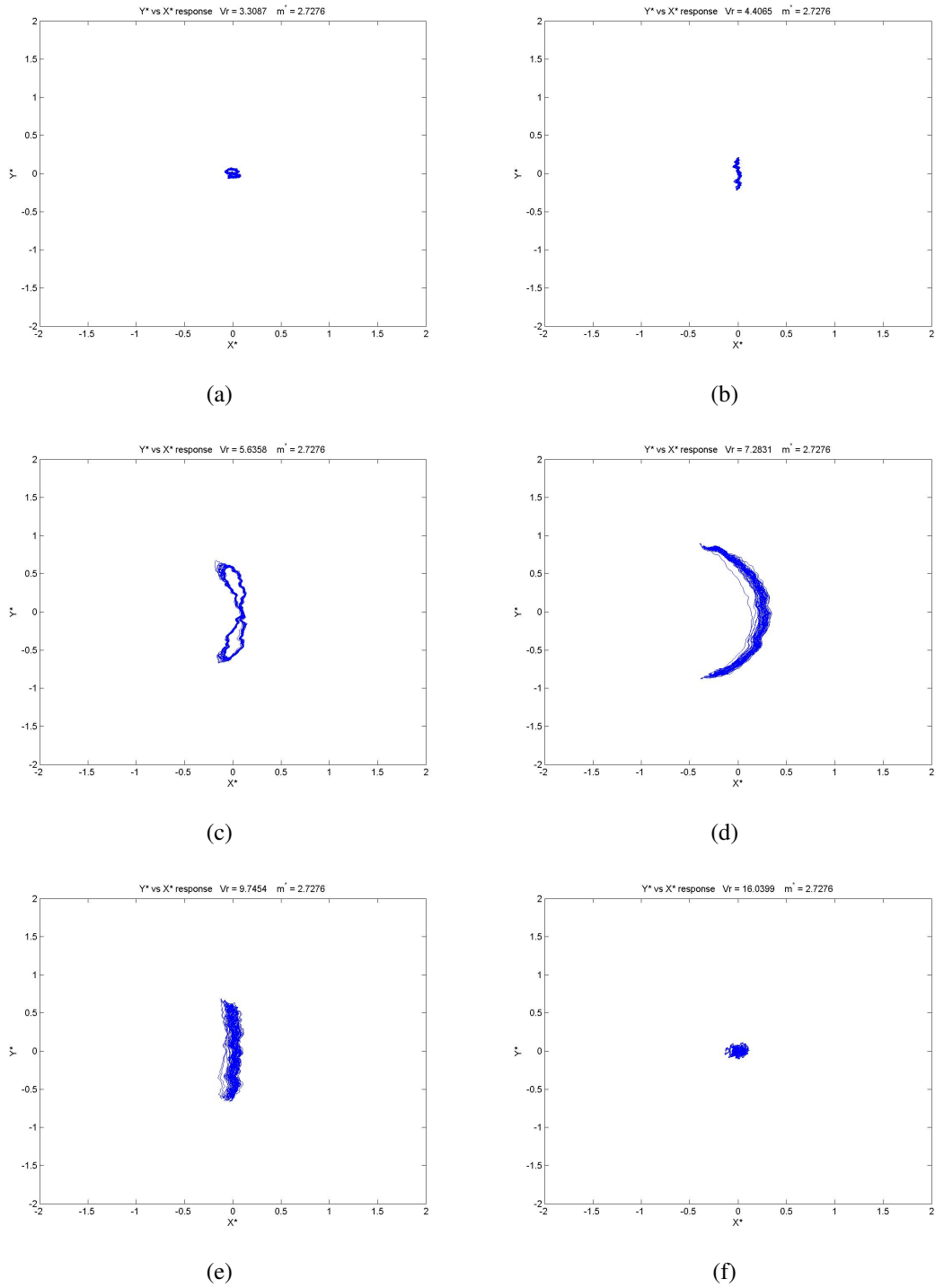


Figura 10.18: Movimento do cilindro para VIV com dois graus de liberdade para $m^* = 2,7$ (a) $V_r = 3,3$ (b) $V_r = 4,4$ (c) $V_r = 5,6$ (d) $V_r = 7,3$ (e) $V_r = 9,7$ (f) $V_r = 16,0$

A figura 10.19 apresenta a comparação dos resultados obtidos com um e dois graus para $m^* = 4,3$. Nota-se que existe uma boa concordância entre os resultados o que permite duas conclusões diferentes. A primeira, já discutida nas seções anteriores, diz respeito à repetibilidade dos resultados. No total quatro ensaios foram realizados com essa configuração, sendo dois com um grau de liberdade e dois com dois graus.

A segunda conclusão referente à concordância dos resultados é que, para valores de $m^* \geq 4,3$ o segundo grau de liberdade afeta muito pouco o fenômeno de VIV. Nota-se que no caso com dois graus o patamar do *lower branch* é ligeiramente mais alto e que o pico do *upper branch* também é mais elevado. Fora essas pequenas variações de amplitude, observa-se o mesmo comportamento do cilindro, em ambas as direções, pela maior faixa de V_r ensaiada. Para valores elevados de V_r percebe-se que o cilindro passa a apresentar uma pequena oscilação na direção x , no caso com dois graus de liberdade.

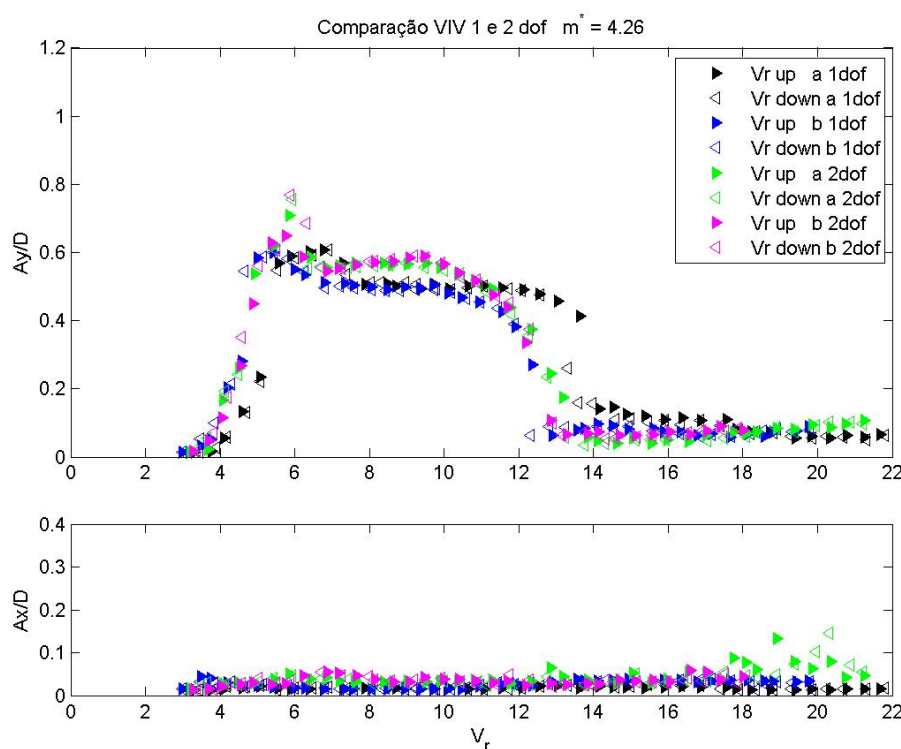


Figura 10.19: Comparação entre VIV com um e dois graus de liberdade para $m^* = 4,3$

O efeito do segundo grau de liberdade evidencia-se na figura 10.20. Nota-se que até $V_r \approx 7$ não há diferença em A_y , mas a partir de $V_r \approx 5$ já existe diferença em A_x . O principal destaque da figura 10.20 é o novo salto que ocorre em A_y para $V_r \approx 7$. Este salto coincide em V_r com a amplitude A_x máxima. Nota-se também que o patamar do *lower branch* no caso com dois graus de liberdade é ligeiramente mais alto, mas isso já havia sido percebido no caso com

$m^* = 4, 3$. Por fim, percebe-se que, de fato, no caso com dois graus de liberdade a queda do *lower branch* ocorre depois do que no caso com apenas um grau, ou seja, a queda no caso com dois graus ocorre para valores maiores de V_r .

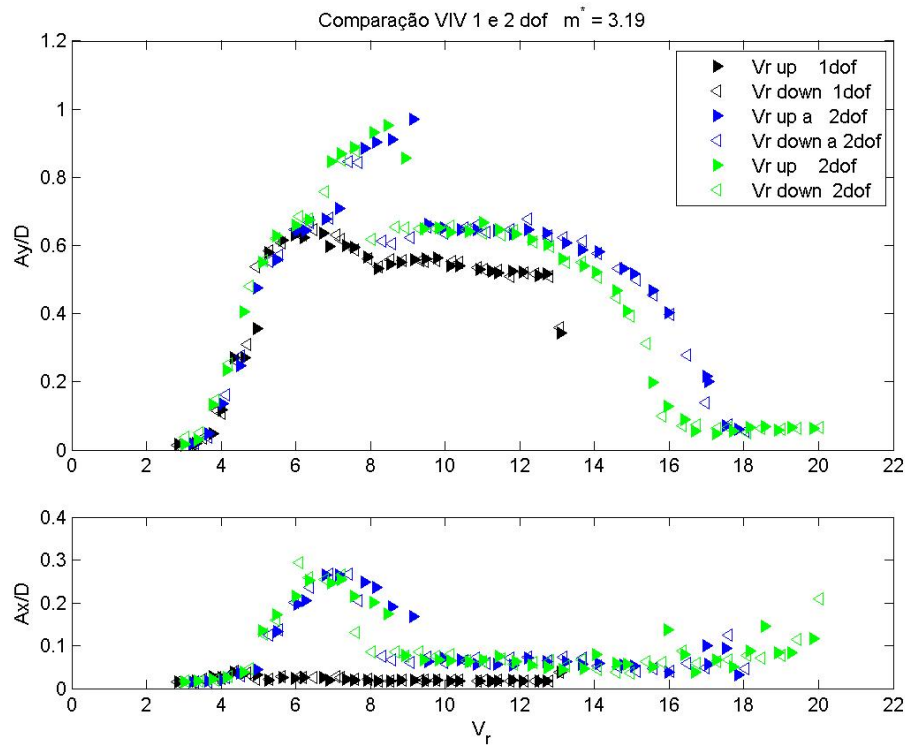


Figura 10.20: Comparação entre VIV com um e dois graus de liberdade para $m^* = 3, 2$

A diferença entre o fenômeno de VIV com um e dois graus de liberdade fica mais clara com a diminuição de m^* . Percebe-se que a amplitude máxima cresce de $A_y \approx 0, 7$, no caso com apenas um grau de liberdade, para $A_y \approx 1, 1$, no caso com dois graus. Novamente observa-se que a queda do *lower branch* ocorre para valores maiores de V_r .

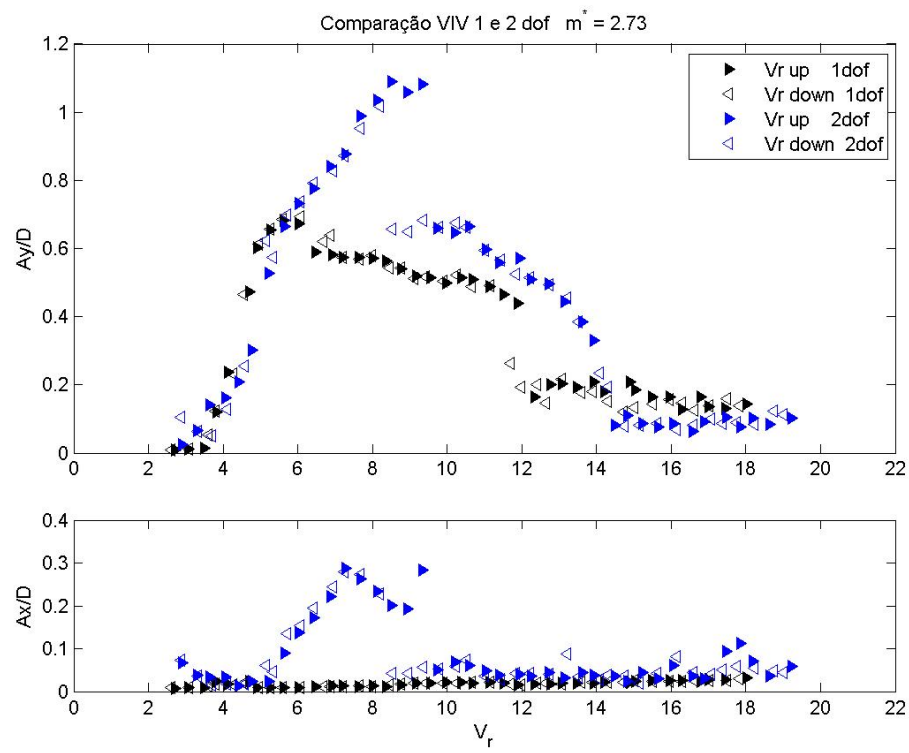


Figura 10.21: Comparação entre VIV com um e dois graus de liberdade para $m^* = 2,7$

PARTE IV

VISUALIZAÇÃO DO ESCOAMENTO

11 VISUALIZAÇÃO COM TINTA FLUORESCENTE

11.1 Procedimento experimental

Para realizar a visualização com tinta fluorescente é preciso preparar a tinta, o sistema de injeção, a montagem experimental e ajustar o laser que servirá como fonte luminosa. A figura 11.1 ilustra o mecanismo de injeção de tinta.

O procedimento experimental detalhado para este tipo de visualização pode ser encontrado no *Manual de técnicas experimentais* desenvolvido pelo aluno que se encontra como apêndice a este relatório.



Figura 11.1: Sistema de injeção de tinta

11.2 Visualização em cilindro fixo

O objetivo da visualização com cilindro fixo é dar ao aluno uma maior sensibilidade com a técnica de LIF e provê-lo com alguns resultados que pudessem ser usados para comparação dos resultados obtidos na visualização de um ensaio de VIV.

O ensaio realizado pelo aluno empregou um cilindro de 32mm de diâmetro e dois valores de velocidade do canal, obtendo desta forma dois valores distintos de Re .

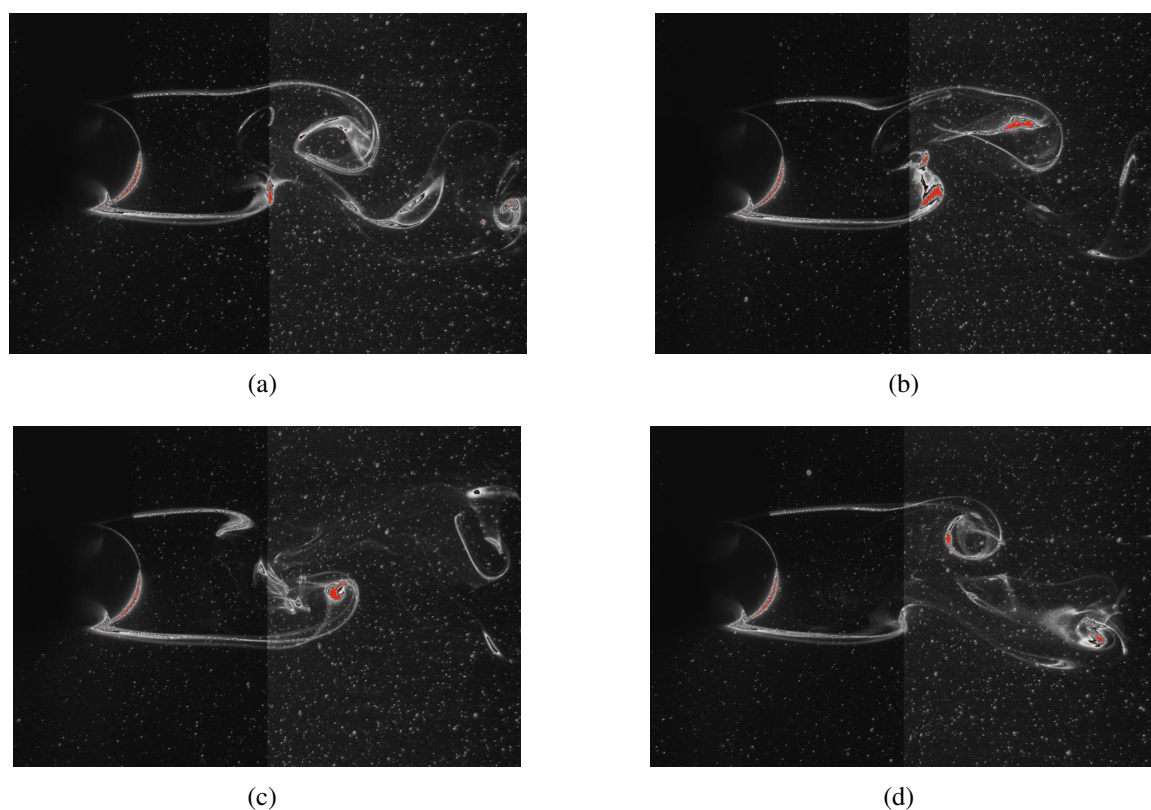


Figura 11.2: Resultados para visualização com tinta fluorescente para $Re = 540$

As sequências de imagens ilustradas nas figuras 11.2 e 11.3 representam os resultados para $Re = 540$ e $Re = 1600$, respectivamente.

Das figuras 11.2 e 11.3 pode-se fazer algumas observações. O leitor familiarizado com a técnica de visualização por tinta fluorescente deve estranhar a presença dos pontos brancos nas fotos. Estes pontos não são característicos desta técnica, eles aparecem devido ao reflexo das partículas usadas em ensaios com PIV, que foram realizados em data próxima à dos ensaios mostrados. Apesar de não fazerem parte do ensaio, os pontos facilitam a percepção do campo de velocidades do escoamento, pois pode-se perceber a existência de algumas regiões tais como a região de recirculação atrás do cilindro e a região do escoamento pouco perturbada pelo cilindro. A interação das camadas cisalhantes fica mais visível com a tinta, que cria as manchas brancas.

As fotos apresentadas possuem uma metade um pouco mais escura que a outra. Essa diferença de tonalidade se deve à diferença de sensibilidade entre as duas câmeras usadas. A figura 11.4 ilustra a disposição das câmeras. Em cada uma das fotos pode-se notar também uma região mais escura sobre o cilindro. Esta região foi pouco iluminada devido a presença do cilindro que provocou a sombra. Para evitar que a região atrás do cilindro fique mal iluminada, um espelho pode ser posicionado na parede do canal, na mesma altura do feixe laser, de forma

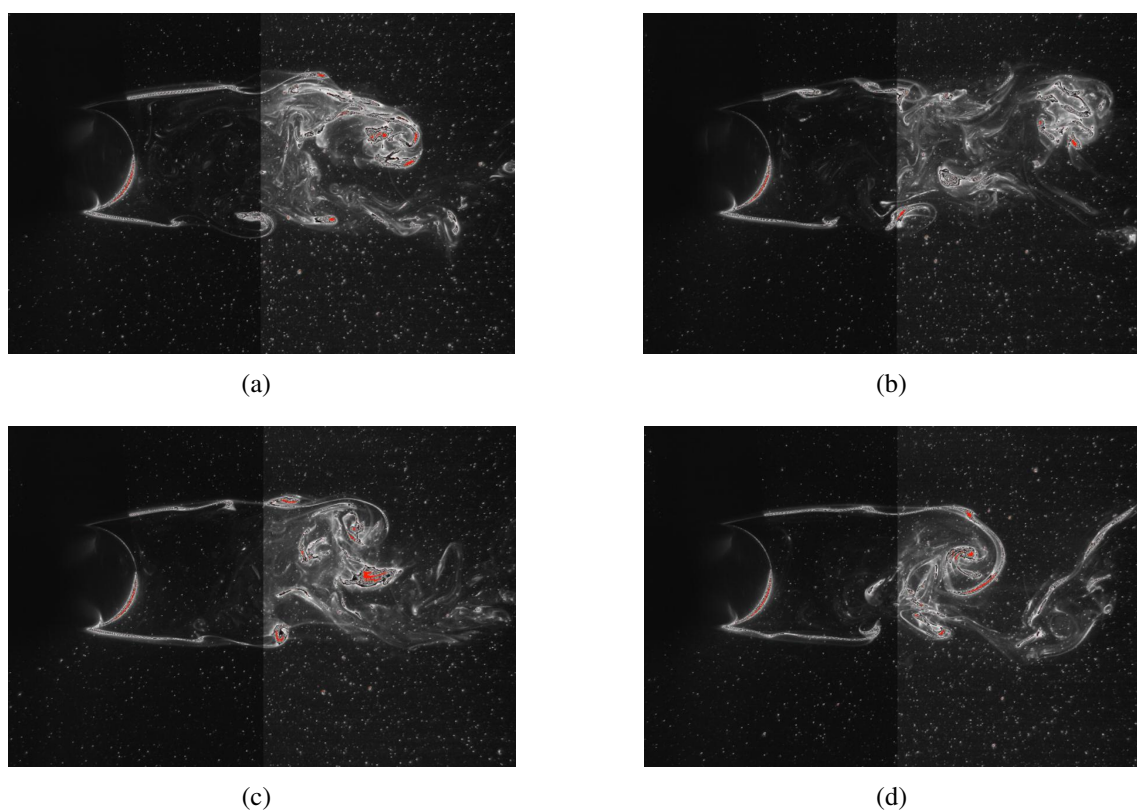


Figura 11.3: Resultados para visualização com tinta fluorescente para $Re = 1600$

a refletir parte deste e então iluminar as partículas desta zona. Para ensaios de LIF a sombra não é um problema tão importante, porém para visualizações com PIV ela desempenha uma importante fonte de erro.

Em ambas as sequências de fotos pode-se perceber como se dá a geração e o desprendimento dos vórtices. Pode-se notar como as camadas cisalhantes se enrolam formando vórtices e como a interação entre elas causa a separação e a formação de um próximo vórtice.

11.3 Visualização em cilindro oscilando

Ao desenvolver alguns ensaios de visualização com tinta fluorescente o aluno se deparou com algumas de suas limitações. A primeira que pode ser citada é a dificuldade de se ajustar a vazão de tinta e o posicionamento do bico injetor. Caso o bico injetor esteja muito perto do corpo, no caso um cilindro, e a vazão seja muito alta, então a tinta atinge o cilindro e se espalha muito rapidamente. Caso a vazão seja muito baixa, então a tinta se dissipa e a visualização é pouco efetiva. A figura 11.5 ilustra o procedimento de ajuste da vazão e do posicionamento do bico injetor.



Figura 11.4: Câmeras usadas para visualização do escoamento

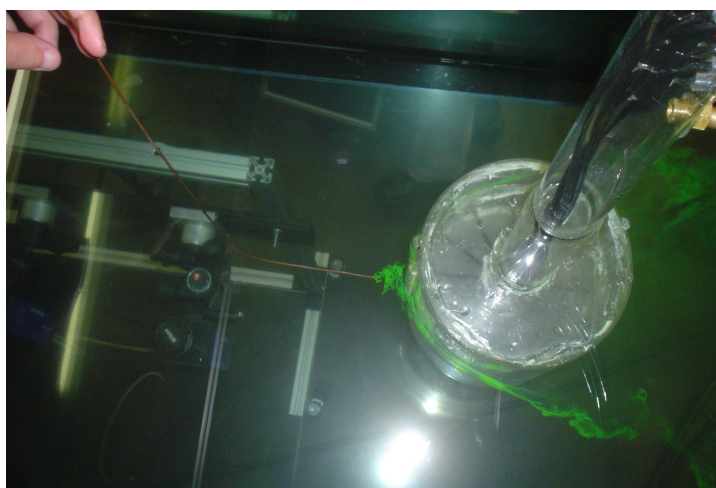


Figura 11.5: Ajuste da vazão de tinta e posicionamento do bico injetor para visualização com tinta fluorescente

Outra dificuldade é ajustar a altura do laser de forma que o plano formado pelo feixe de luz incida diretamente sobre o bico injetor. Caso o plano iluminado esteja mais alto ou mais baixo pouca tinta ficará fluorescente e a visualização não será boa.

Dadas as dificuldades, principalmente a primeira, o aluno conclui que a técnica de visualização por tinta fluorescente não pode ser empregada em ensaios de VIV. Como nesses ensaios o cilindro se movimenta a cada instante o bico injetor estaria em uma posição errada. O próprio movimento do cilindro cria tal perturbação no escoamento que a tinta se dispersaria muito rapidamente impossibilitando, novamente, a visualização.

12 VISUALIZAÇÃO COM SISTEMA PIV

12.1 Procedimento experimental

Para realizar ensaios com o sistema PIV é preciso realizar a montagem do sistema que suporta o cilindro, seja este fixo ou montado numa base elástica, preparar as câmeras, ajustar o laser, calibrar o sistema, realizar a medição e, por fim, analisar os dados. Mais sobre o procedimento experimental pode ser encontrado no *Manual de técnicas laboratoriais* desenvolvido pelo aluno e que se encontra como apêndice a este relatório.

12.2 Visualização em cilindro fixo

O objetivo de empregar o sistema PIV em cilindro fixo é o mesmo que o objetivo de empregar o sistema de tinta fluorescente em cilindros fixos, ou seja, fornecer dados de comparação e servir como um ensaio mais simples que permite ao aluno ganhar certa familiaridade com o método.

As sequências de figuras 12.1 e 12.2 ilustram os resultados obtidos pelo aluno para cilindro fixo com $32mm$ de diâmetro externo em duas condições diferentes de velocidade. As figuras apresentam o campo de vorticidade do escoamento.

No capítulo 4 o aluno apresenta o princípio de funcionamento do sistema PIV. O método baseia-se na análise de correlação entre duas fotos, tiradas em instantes diferentes de tempo, com uma pequena defasagem entre elas, de tal forma que se pode determinar a velocidade local de cada ponto, ou melhor, de cada pequena região, denominada de zona de interrogação, onde a correlação é feita. Esta análise gera como primeiro resultado o campo de velocidades instantâneo do escoamento, ilustrado na figura 12.3. Os campos de vorticidade ilustrados nas figuras 12.1 e 12.2 são obtidos em pós-processamento.

Em todas as imagens obtidas pelo sistema PIV nota-se a presença de uma região “turbulenta”, logo acima do cilindro. O motivo desta região aparentar a turbulência é a sombra causada pelo cilindro. Como a região foi pobremente iluminada o erro presente na medida é

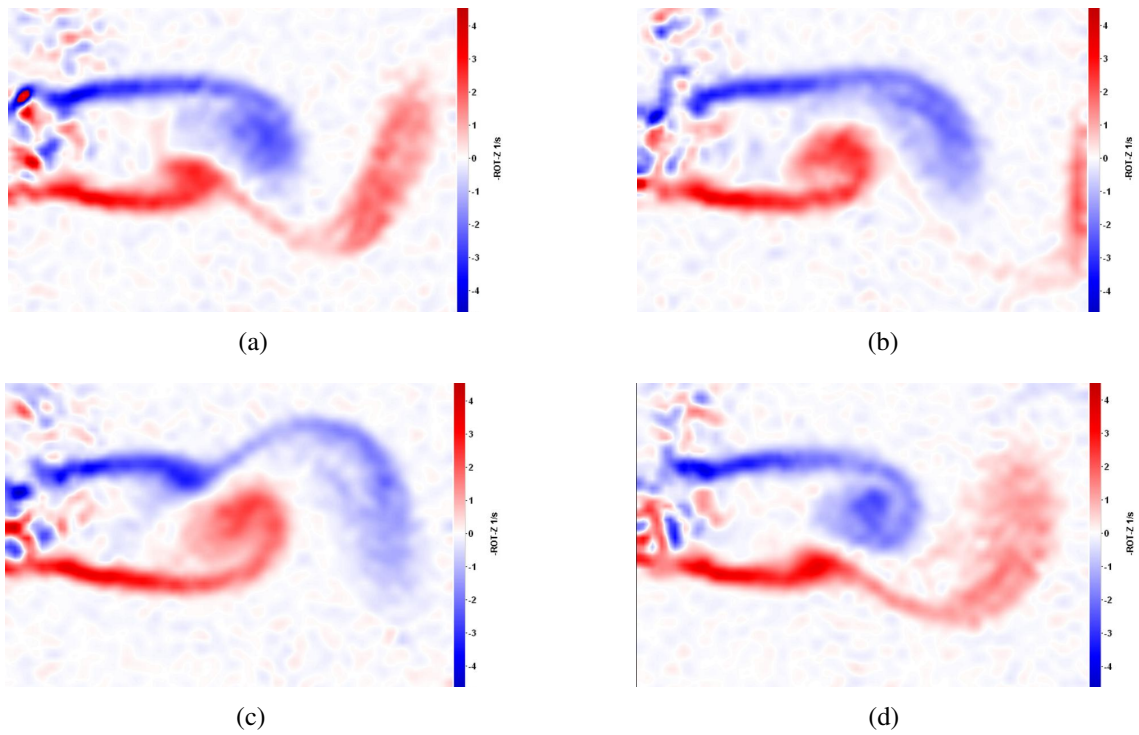


Figura 12.1: Resultados para visualização com sistema PIV para $Re = 540$

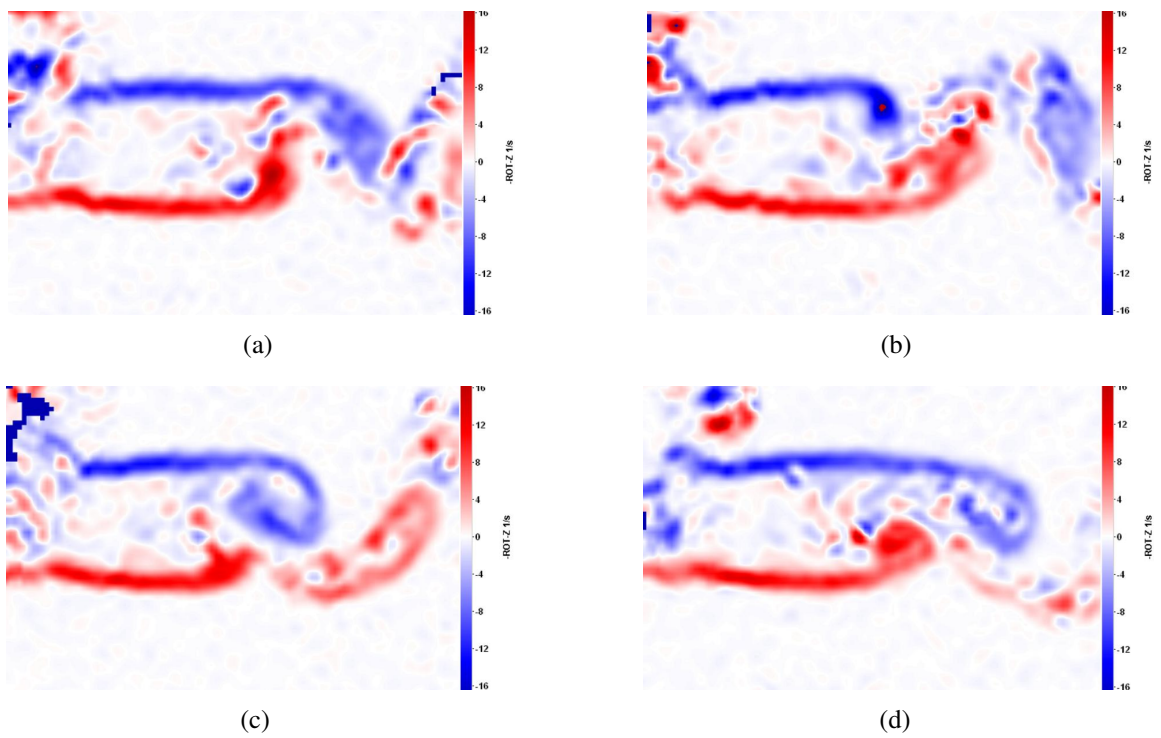


Figura 12.2: Resultados para visualização com sistema PIV para $Re = 1600$

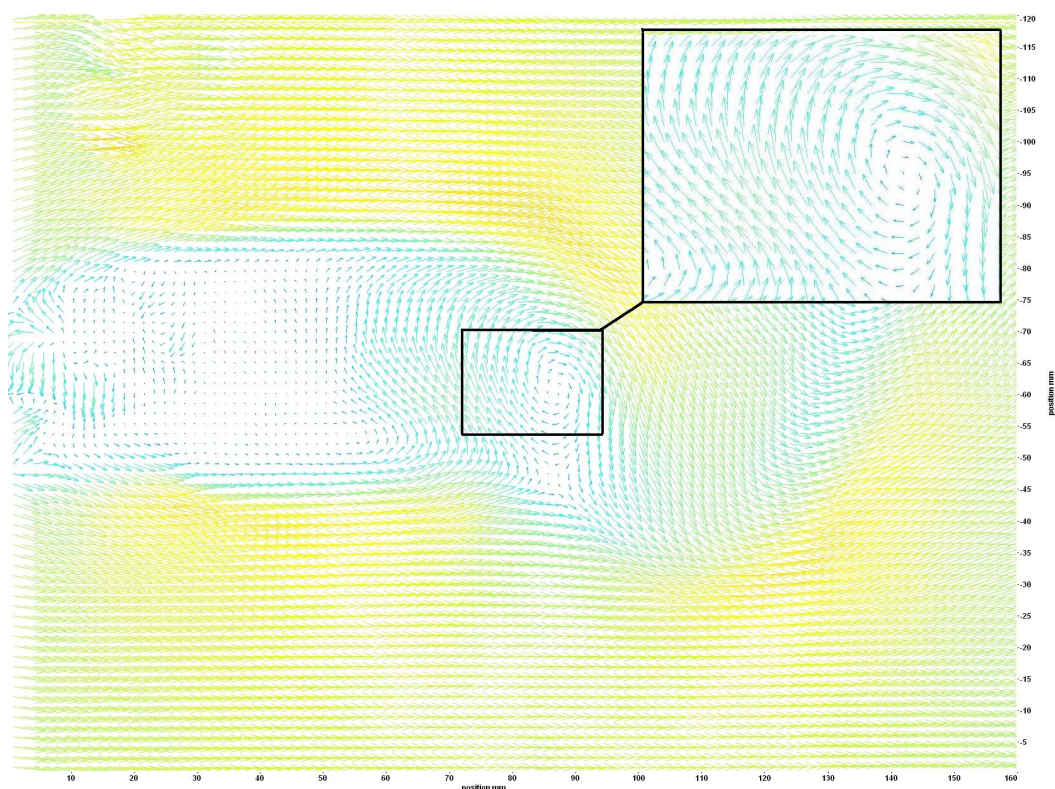


Figura 12.3: Resultado de PIV: campo vetorial de velocidade do escoamento

grande. Nas figuras que apresentam o campo de velocidade o erro não é tão visível, porém nos campos de vorticidade o erro é muito presente. Como a vorticidade é resultado de derivadas espaciais do campo de velocidade, ainda que os erros sejam baixos sua derivada é relevante, em vista que os erros são aleatórios, logo variam muito de um ponto a outro.

A figura 12.3 revela o campo de velocidades do escoamento. Nesta figura pode-se notar os vetores que representam a velocidade média em cada uma das áreas de interrogação. O zoom na figura foca uma região de elevada vorticidade, no caso um vórtice. Desta figura pode-se notar também o erro causado pela sombra.

Uma vantagem da técnica de visualização com sistema PIV frente à visualização com tinta fluorescente é a possibilidade de realizar ensaios de VIV. Como apresentado anteriormente, para que a visualização com tinta seja boa, a injeção de tinta deve ser cuidadosa o que impossibilita ensaios com o cilindro oscilando. O sistema PIV, por outro lado não possui esta limitação. O campo de velocidades pode ser determinado independente da posição ou movimentação do cilindro. A limitação do sistema PIV, seria determinar a posição do cilindro. Caso apenas a esteira gerada seja analisada, perdem-se informações importantes referentes à própria geração de vórtices e interação do cilindro com a esteira. Analisar a região que envolve o cilindro não apresentaria resultados muito melhores, pois como a posição dele não pode ser determinada,

não se sabe o que é escoamento e o que é cilindro, ou melhor, perde-se o controle e qualquer possibilidade de análise da região de interação entre eles.

Não pertence ao escopo deste trabalho, mas o aluno buscará técnicas de determinação da posição do cilindro que possam ser implementadas no processamento das imagens obtidas pelo sistema PIV. Caso alguma maneira seja encontrada e implementada com sucesso, será possível não só analisar a esteira gerada, como também a região de interação do cilindro com o escoamento.

12.3 Visualização em cilindro oscilando: VIV 2 graus de liberdade

O objetivo de visualizar o escoamento com o sistema PIV é tentar detectar possíveis variações no modo de desprendimento de vórtices. Tal busca é incentivada pelos resultados apresentados nos capítulos anteriores que demonstraram uma mudança de comportamento do fenômeno de VIV para baixos valores de m^* .

Antes de apresentar os resultados obtidos pelo aluno, vale fazer algumas observações referentes ao procedimento experimental empregado na visualização. No caso de cilindro fixo, todo o sistema também é fixo, ou seja, as câmeras não precisam ser re-posicionadas para cada velocidade do escoamento. Essa característica do ensaio com cilindro fixo se perde no caso de visualização com dois graus de liberdade, tendo em vista que o deslocamento do cilindro ao longo da direção do escoamento afeta a filmagem. Na verdade, tal como foi observado na visualização do cilindro fixo, a presença do cilindro causa erros durante o processamento das imagens obtidas.

A primeira solução seria não filmar a região na qual o cilindro está oscilando, mas apenas a sua esteira. Essa alternativa apresenta uma grave limitação. Caso o cilindro não seja filmado e sem o emprego de nenhum outro mecanismo para medir a posição deste, não se pode relacionar o campo medido com qualquer momento do período de oscilação. É fácil entender que o comportamento da esteira é fortemente influenciado pelo comportamento do cilindro, logo só faz sentido comparar resultados de um mesmo instante dentro de cada ciclo.

Visando determinar a posição do cilindro, ou pelo menos as suas posições limites, é necessário re-posicionar as câmeras para cada velocidade do canal e para cada valor de m^* . Re-posicionar as câmeras é uma atividade delicada e trabalhosa e isso faz com que os ensaios com dois graus demorem muito mais do que ensaios com cilindro fixo. Outro problema relacionado ao ato de re-posicionar as câmeras é a possível perda de foco das câmeras e a perda

da centralização do cilindro. O problema da perda de foco não se mostrou muito grave, mas a perda de centralidade será observada nos resultados.

Quatro visualizações foram feitas pelo aluno. Todas pertencem ao ensaio com $m^* = 3,2$, o primeiro no qual o efeito do segundo grau de liberdade se mostrou importante. Os valores de V_r selecionados visam estudar a esteira dentro das principais regiões do fenômeno. Os valores selecionados são apresentados na figura 12.4.

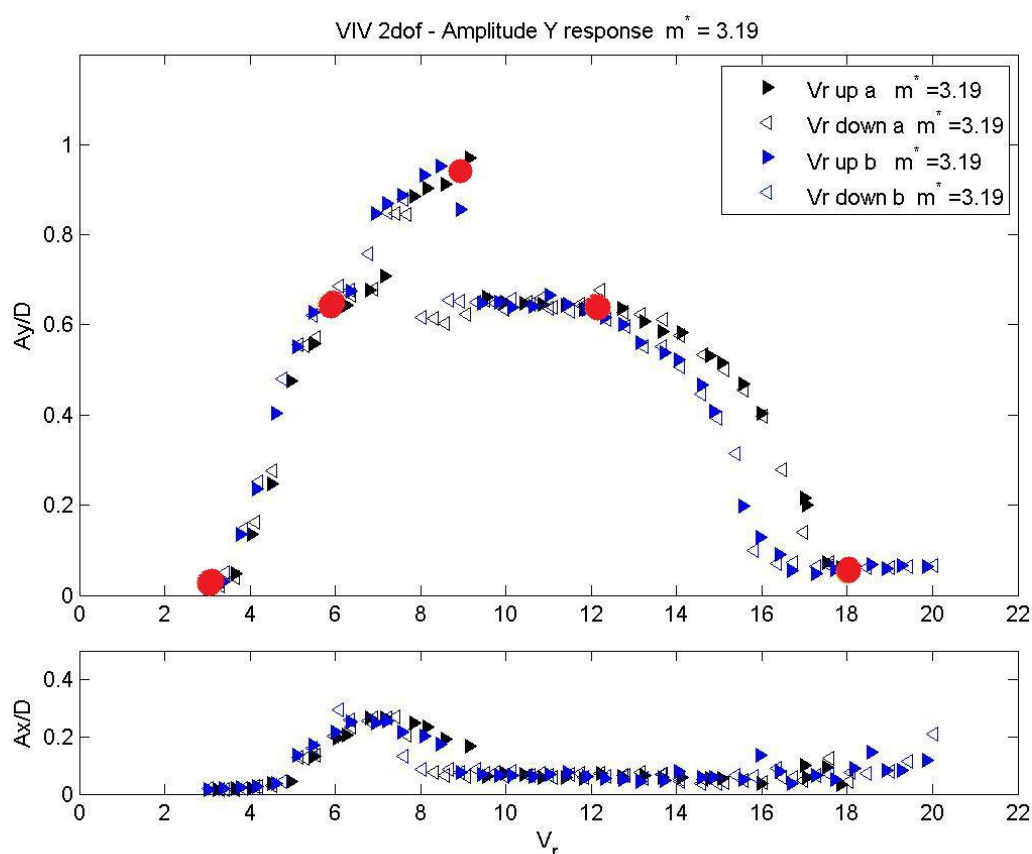


Figura 12.4: Seleção dos valores de V_r para visualização com PIV

Para o primeiro valor da velocidade reduzida selecionada, $V_r \approx 3$, o cilindro ainda não se move, tal como pode-se notar na figura 12.4. Não faz sentido, portanto, definir momentos dentro de um ciclo de oscilação. A 12.5 figura ilustra quatro imagens defasadas 6 segundos entre si. Nota-se o modo “2S” de desprendimento de vórtices, ou seja, dois *single vortices* por ciclo. O escoamento, nessas figuras, é vertical e com sentido para baixo.

Para o segundo valor de V_r escolhido o cilindro apresenta oscilação tanto na direção y quanto na direção x . É preciso, desta forma, selecionar um momento para se analisar a esteira. Este momento foi escolhido, arbitrariamente, como sendo a posição extrema do cilindro na direção y , ou seja, quando $y = y_{min}$.

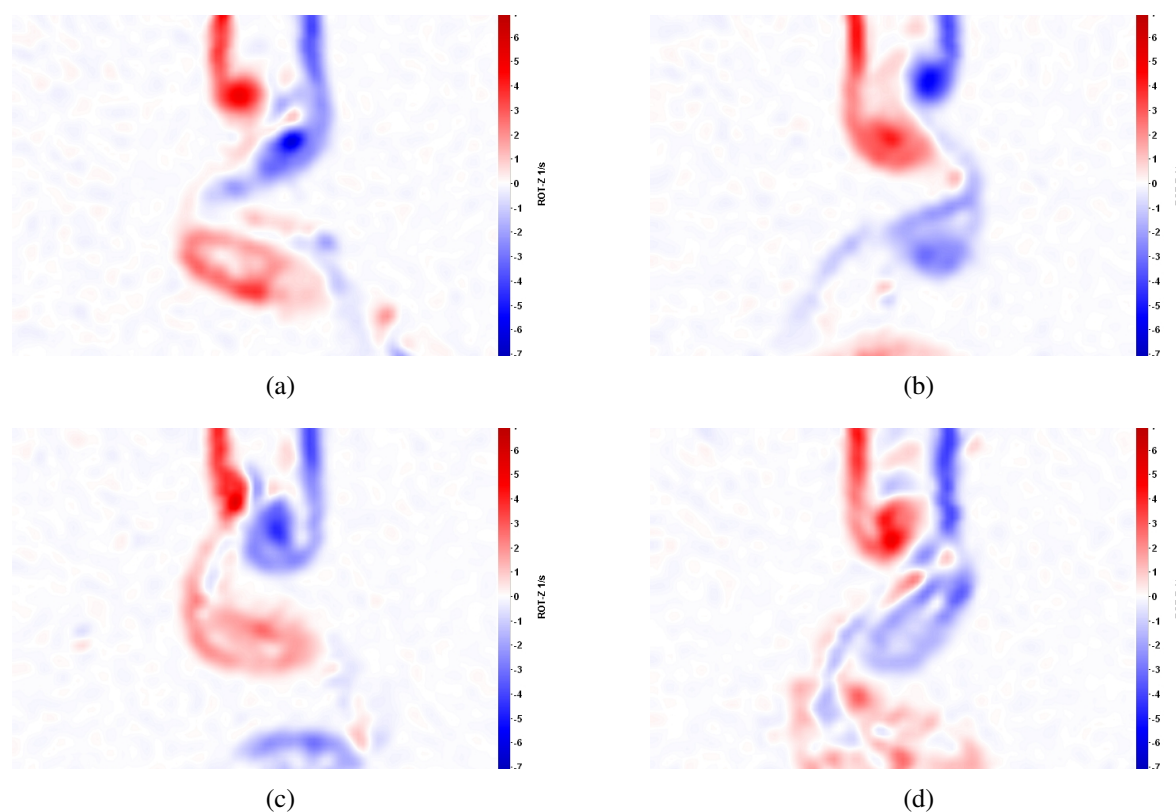


Figura 12.5: Esteira de vórtices para $m^* = 3, 2$ e $V_r = 3$ (a) $t = 0s$ (b) $t = 6s$ (c) $t = 12s$ (d) $t = 18s$

Até este ponto, todos os resultados obtidos com o sistema PIV foram apresentados conforme gerados pelo software Davis, responsável pela análise dos dados obtidos durante a visualização. Todos os campos de vorticidade eram instantâneos, ou seja, representavam apenas a análise de um par de fotos obtidas durante a visualização. De forma a enriquecer a análise e ilustrar outra metodologia para apresentar os resultados, o aluno passou a determinar o campo médio para aquele instante de tempo, ou melhor, para aquela posição relativa dentro de um ciclo.

Observando as fotos originais, tais como as ilustradas na figura 12.6, o aluno selecionou, para cada valor de V_r quais eram os instantes no qual o cilindro ocupava a extremidade esquerda de seu movimento. Utilizando uma rotina em Matlab, o aluno calculou o campo médio de velocidade para aquela posição. Nos ensaios de PIV 345 instantes de tempo são registrados com uma frequência de aquisição de $15Hz$, resultando em $23s$ de visualização. Para cada valor de V_r o cilindro oscila com uma frequência diferente, logo para cada valor de V_r a média foi tomada com diferentes medições. Os resultados obtidos foram plotados empregando-se o software Tecplot.

O objetivo de calcular o campo médio é diminuir o efeito dos erros de medição, tais

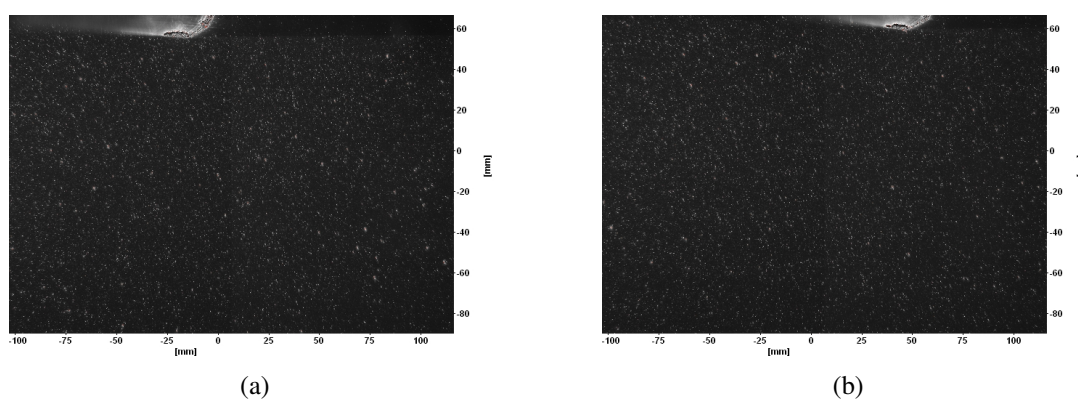


Figura 12.6: Fotos do escoamento (a) posição extrema esquerda $y = y_{min}$ (b) posição extrema direita $y = y_{max}$

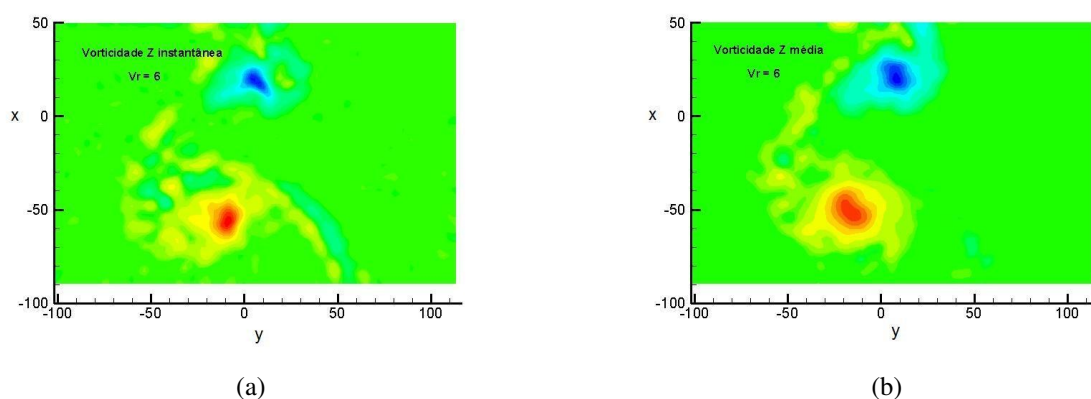
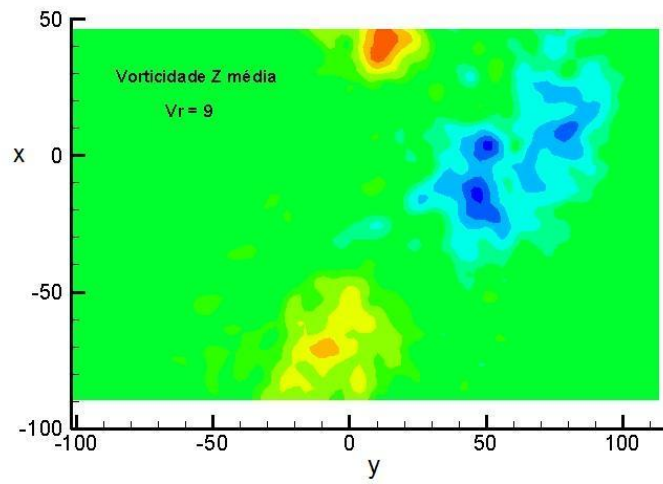


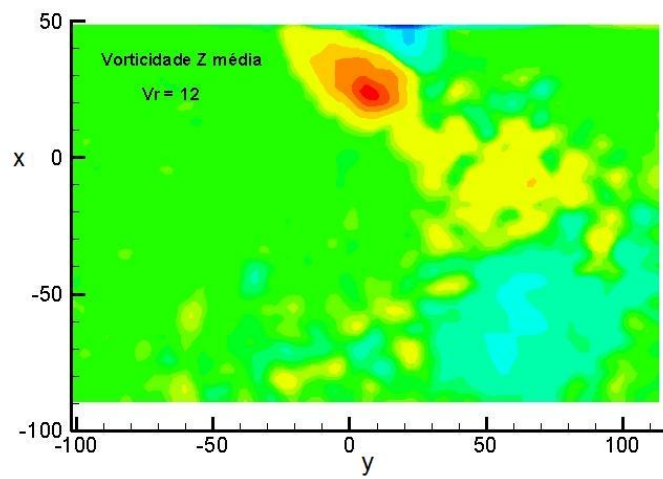
Figura 12.7: Campos de vorticidade para $V_r = 6$ (a) instantâneo (b) médio

como ruídos de sinal ou numéricos, e também diminuir a influência de efeitos instantâneos no escoamento. O campo médio, desta forma, filtra as particularidades de cada instante e foca no fenômeno físico que de fato se repete a cada ciclo. A figura 12.7(a) apresenta o campo instantâneo de vorticidade para $V_r = 6$ e a figura 12.7(b) ilustra o campo médio para a mesma velocidade reduzida.

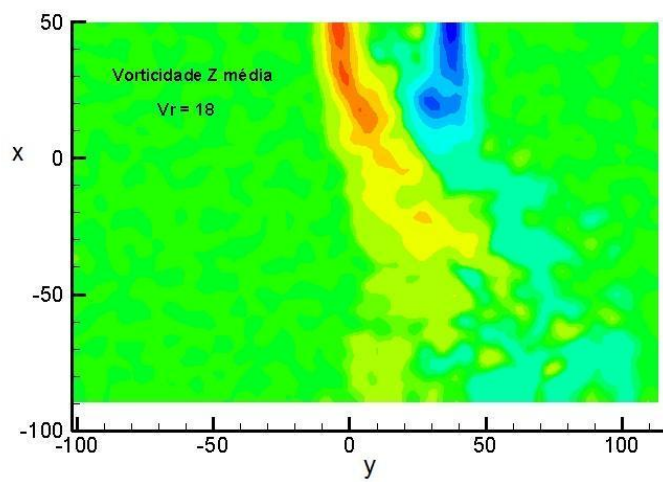
A figura 12.8 ilustra os campos médios de vorticidade para $V_r = 9$, $V_r = 12$ e $V_r = 18$. Nota-se que em cada uma a esteira apresenta um comportamento distinto. Na imagem 12.8(a) nota-se uma região de vorticidade concentrada com, ao que parece, três centros. A imagem 12.8(b), por sua vez, ilustra duas regiões concentradas de vorticidade opostas, indicando o modo de desprendimento de vórtices “2P”. Por fim, a imagem 12.8(c) não apresenta nenhuma região de vorticidade concentrada. As camadas cisalhantes não parecem se enrolar e nenhum padrão de desprendimento de vórtices é observado.



(a)



(b)



(c)

Figura 12.8: Campos médios de vorticidade para (a) $V_r = 9$ (b) $V_r = 12$ (c) $V_r = 18$

PARTE V

CONCLUSÕES E APÊNDICES

13 CUSTOS DO PROJETO

Ao longo de sua Iniciação Científica e seu trabalho de formatura o aluno comprou sensores, ferramentas e matéria prima para fabricação de peças.

A matéria prima consiste basicamente em cilindros, tubos e barras de alumínio. Este material foi empregado para a confecção das peças da base elástica desenvolvida pelo aluno devido à sua resistência a corrosão e sua baixa densidade. Além do alumínio, acrílico também foi usado como matéria prima. Este não precisou ser adquirido pois já havia quantidade suficiente no laboratório.

O tubo de titânio adquirido foi empregado com pêndulo da base elástica. O vergalhão de chumbo foi utilizado na confecção de pesos empregados nos ensaios de VIV com diferentes valores de m^* .

Parafusos e brocas, além extensões elétricas também foram adquiridos.

O aluno selecionou e comprou duas células de carga e duas juntas esféricas. A seleção da célula de carga é apresentada no capítulo 6 e a seleção da junta esférica é apresentada na seção 5.3.3.

A tabela indica os itens adquiridos pelo aluno e seus respectivos valores.

Tabela 13.1: Custos para a adaptação da base elástica

Produtos	Loja	Quantidade	Valor (reais)
tubo de titânio $\phi 38, 1 \times 2500 \times 0,89$	Titanews	1,2kg	660,00
cilindro de alumínio $\phi 63, 50 \times 400 \text{mm}$	Central de Metais e Ferragens	3,5kg	87,00
cilindro de alumínio $\phi 101, 60 \times 55 \text{mm}$	Central de Metais e Ferragens	1,3kg	32,40
vergalhão de alumínio $\phi 63, 5 \times 500 \text{mm}$	Central de Metais e Ferragens	4,26kg	106,24
barra chata de alumínio $152, 40 \times 25, 40 \times 500 \text{mm}$	Central de Metais e Ferragens	5,32kg	132,68
tubo de alumínio $38, 10 \times 31, 75 \text{mm}$	Central de Metais e Ferragens	0,46kg	11,47
arame e vergalhão de chumbo $\phi 25, 4 \times 550 \text{mm}$	Central de Metais e Ferragens	3,6kg	55,04
junta esférica RBI 12D	Spheratech	2	141,84
célula de carga PME-1	KNWaagen Balanças LTDA	2	170,00
cartela com parafusos e buchas M8	Ferragens Campeão	2	5,70
broca Widea 8mm	Ferragens Campeão	1	5,70
broca Widea 5mm	Ferragens Campeão	1	3,80
parafuso M3	Ferragens Campeão	20	8,00
outros	—	—	30,00
		Total	1449.87

14 CONCLUSÃO

Em seu trabalho de formatura, o aluno buscou desenvolver um trabalho de pesquisa dentro do contexto tecnológico brasileiro. É cada vez mais importante para o país dominar a tecnologia de extração de petróleo do leito marinho e, para isso, estudar o comportamento mecânico dos *risers* é vital. O fenômeno de vibração induzida por vórtices, tema central deste trabalho, é o fenômeno responsável pela oscilação desses componentes. Grande parte da literatura existente a respeito do fenômeno de VIV trata apenas do caso com um grau de liberdade, quando o cilindro está sujeito apenas a oscilar na direção transversal ao escoamento. Neste trabalho o aluno buscou ampliar o estudo do fenômeno para dois graus de liberdade, pois este é mais próximo à aplicação real.

Devido à extensão do trabalho, o aluno optou por apresentar conclusões referentes a cada etapa do desenvolvimento. Após apresentar suas conclusões, o aluno apresenta também as perspectivas futuras para a continuação dos estudos sobre VIV com dois graus de liberdade.

14.1 Desenvolvimento da base elástica

O desenvolvimento da base elástica teve início em 2007, quando o aluno começou sua Iniciação Científica. Neste relatório o desenvolvimento da base é apresentado. Desenvolver a base envolveu sua modelagem matemática, o projeto e a seleção de materiais de cada peça, a busca e seleção de fornecedores e ainda sua validação.

O modelo matemático desenvolvido pelo aluno foi validado no capítulo 8, pois estimou com erro médio inferior a 2% a frequência de oscilação da base em ar para diversas configurações. O modelo foi validado para ensaios de decaimento em ar devido à não linearidade que existe nos ensaios de decaimento em água.

O projeto da base visou desenvolver uma estrutura leve, porém rígida, e com baixo fator de amortecimento. Esses objetivos foram atingidos com sucesso, pois a base permite realizar ensaios com $m^* \approx 1,5$ e seu fator de amortecimento em ar é cerca de $\zeta \approx 0,2\%$.

A base, originalmente projetada para ensaios com dois graus, também pode ser utilizada em ensaios com um grau de liberdade, sendo necessário, apenas, limitar seu movimento na direção x com cabos. Diversos valores de m^* podem ser ensaiados devido à possibilidade de se aumentar a massa estrutural da base com cilindros de chumbo.

14.2 Ensaios Preliminares

Além de realizar ensaios de VIV com um e dois graus de liberdade, o aluno realizou uma série de outros ensaios visando estudar o comportamento dos sensores que seriam empregados nos ensaios de VIV.

A célula de carga, selecionada no capítulo 6, foi instalada e calibrada pelo aluno. Um modelo dinâmico foi testado na seção 7.1.2 e validou a metodologia empregada para determinar as forças hidrodinâmicas de arrasto e sustentação.

A trena laser, sensor empregado para medir os deslocamentos da base, também foi ensaiada pelo aluno. Sua calibração foi feita e um estudo de caso foi realizado, comprovando que fios presos à base aumentam seu fator de amortecimento estrutural.

Na seção 7.3 o aluno instalou e testou um acelerômetro capaz de medir aceleração em apenas uma direção. Devido a este sensor o aluno ampliou seus estudos sobre análise de sinais, e verificou que o processo de derivar o sinal da posição e compará-lo com o sinal da aceleração não é trivial. Antes de derivar numericamente um sinal é preciso filtrá-lo de forma a eliminar o ruído, grande gerador de erros durante o processo de derivação.

Uma rotina para filtrar e derivar sinais foi desenvolvida pelo aluno. Tal rotina foi validada com exemplos teóricos e depois foi empregada para comparar o sinal obtido pelo acelerômetro com a aceleração estimada através da derivação numérica do sinal da posição, medido com a trena laser. O aluno observou que a discordância dos dados obtidos nessa comparação não se devia ao procedimento numérico, mas sim a uma limitação do acelerômetro que apresenta ganho na amplitude menor do que a unidade quando submetido a oscilações de baixa frequência. A conclusão desta análise é que empregar o acelerômetro para medir a oscilação da base nos ensaios de VIV não é o melhor procedimento, mas sim determinar a aceleração através da derivação numérica do sinal filtrado da posição, obtido pela trena laser.

Por fim, o aluno instalou e testou o anemômetro de filme quente. Como o objetivo do emprego deste sensor no trabalho é apenas medir a frequência de desprendimento de vórtices, sua calibração não foi necessária. O aluno estudou 4 posições para a sonda e verificou que a

seleção da posição é um fator fundamental para a correta utilização do sensor. O aluno realizou apenas ensaios com cilindro fixo. Caso a sonda esteja muito perto do cilindro a esteira de vórtices ainda não estará formada e, desta forma, não haverá a predominância de uma frequência de desprendimento de vórtices. O objetivo do emprego do anemômetro de filme quente era plotar a curva $A/d \times f_v/f_n$ uma variação da curva $A/d \times V_r$.

Os ensaios com o anemômetro não puderam ser concluídos, pois a sua utilização demanda muitos cuidados, sendo um deles a limpeza do canal. Caso haja pequenas partículas em imersão, estas podem danificar a sonda. Ainda que não existam partículas em imersão, caso exista alguma outra substância dissolvida na água esta pode afetar o funcionamento do sensor, fazendo com que bolhas se formem ao redor da sonda. O surgimento de uma bolha na sonda causa a perda da medição, pois o anemômetro mede a taxa de transferência de calor da sonda para o fluido e, caso uma bolha se forme, o meio ao redor da sonda passa a ser vapor d'água cujas propriedades para transferência de calor são completamente distintas do que as da água. Tendo em vista as dificuldades no preparo do ensaio com anemômetro o aluno optou por seguir seus estudos de VIV e depois iniciar seus estudos em técnicas de visualização.

14.3 Ensaios de decaimento em ar, validação do modelo matemático e determinação de m_{eq}

No capítulo 8 o aluno apresenta os resultados obtidos após uma série de ensaios de decaimento em ar. O objetivo de tais ensaios foi determinar o fator de amortecimento estrutural da base para cada condição de ensaio.

Outro resultado dos ensaios de decaimento foram as frequências naturais de oscilação da base em ar para cada condição de ensaio. Estes resultados foram usados para validar o modelo matemático desenvolvido pelo aluno. Para poder comparar os resultados de seu modelo com os obtidos experimentalmente o aluno atualizou o modelo, considerando todas as peças da base elástica e suas posições na base. O modelo original, desenvolvido antes da implementação da base, visava estudar o comportamento da base tendo em vista o comportamento elástico e o comportamento pendular.

Neste capítulo o aluno busca também determinar uma forma de relacionar a massa total da base para cada configuração ensaiada com uma massa equivalente que a base teria se fosse translacional. O objetivo desta comparação é permitir a comparação dos resultados obtidos com a base elástica pendular com outros resultados presentes na literatura. Por depender de hipóteses arbitrárias, o aluno não emprega a massa equivalente definida, m_{eq} , ao longo do trabalho. Os

resultados de VIV são apresentados em função da massa total da base elástica.

14.4 Sobre os resultados medidos e suas incertezas

Ao longo do trabalho o aluno faz diversas observações a respeito de correção de massas, velocidades reduzidas e amplitudes, mas não aplica tais correções a seus resultados. O motivo de tais observações serem feitas é alertar ao leitor que deve-se tomar cuidado com a interpretação dos dados experimentais.

No capítulo 8 o aluno apresenta uma tabela com valores de massa equivalentes ao caso translacional da massa total da base elástica, ou seja, valores que permitiriam a comparação dos resultados obtidos na base elástica pendular com outros fornecidos na literatura. Apesar de apresentar essa tabela, todos os resultados de VIV apresentados pelo aluno são classificados em função do m^* calculado com a massa total da base, m , e não da suposta massa equivalente, m_{eq} .

No capítulo 9 o aluno faz uma observação referente às amplitudes medidas nos ensaios de VIV. Todos os valores apresentados tratam-se do movimento dos alvos da base elástica e não do cilindro de ensaio em si. Devido à estrutura da base elástica ser rígida, é possível determinar a amplitude de movimento de qualquer parte da base elástica, tal como ilustrado na comparação dos resultados de VIV com um grau de liberdade e os resultados de Williamson e Govardhan (2004).

No mesmo capítulo o aluno descreve às incertezas de medição da frequência natural em água e como isso afeta a determinação da velocidade reduzida. Novamente o aluno apresenta uma forma corrigir os resultados, porém não a aplica mais aos demais resultados obtidos.

O objetivo dessas análises e correções é mostrar ao leitor quais cuidados devem ser tomados na interpretação dos resultados medidos. O aluno não empregou tais correções ao longo do trabalho pois todas as correções dependem de hipóteses e escolhas arbitrárias. Todos os resultados apresentados no relatório são os resultados originais, medidos ao longo dos ensaios. O aluno descreve os procedimentos experimentais empregados e as condições nos quais os resultados foram obtidos. Caso o aluno empregasse as correções, estaria influenciando nos resultados, tornando-os dependentes de hipóteses arbitrárias e isso tiraria seu valor.

Caso novas correções, mais precisas ou adequadas sejam desenvolvidas em trabalhos futuros, os dados originais ainda serão passíveis de correção, algo que não seria possível caso os resultados apresentados já tivessem sido manipulados.

14.5 Influência da massa no fenômeno de VIV

Durante os primeiros ensaios de VIV realizados na base elástica com dois graus de liberdade o aluno notou que existia uma divergência entre os resultados obtidos e os resultados apresentados na literatura. Essa divergência motivou o aluno a estudar a influência do parâmetro m^* no fenômeno de VIV com dois graus de liberdade.

Para realizar estes ensaios o aluno bolou uma maneira prática e segura de variar a massa da base elástica. A metodologia empregada foi a inserção de tarugos de chumbo no interior do cilindro de ensaio, tal como apresentado na seção 5.4.6.

No total, sete valores distintos de m^* foram ensaiados. Para cada um desses valores o aluno realizou, pelo menos, dois ensaios de VIV, sendo um deles com incrementos positivos da velocidade reduzida e o outro com incrementos negativos. O objetivo de realizar ensaios com V_r crescente e V_r decrescente era determinar a histerese do fenômeno. Algumas configurações foram ensaiadas mais de uma vez, visando avaliar a repetibilidade dos ensaios.

Além de realizar ensaios com dois graus de liberdade o aluno realizou alguns ensaios com apenas um grau de liberdade, visando comparar os resultados e capturar alguma variação de comportamento devido à presença do segundo grau.

Tal como suspeitado pelo aluno, o parâmetro de massa m^* apresentou uma importância significativa nos resultados. Para $m^* \geq 4,3$, verificou-se que não há muita diferença entre os fenômenos de VIV com um grau e dois graus de liberdade. Para esta faixa de m^* não há oscilação na direção x e a curva $A/d \times V_r$ apresenta as características clássicas encontradas na literatura.

Para valores inferiores de m^* ocorre uma transição no comportamento do cilindro. Com $m^* = 3,2$ observa-se que já existe oscilação na direção x e, além disso, na direção y nota-se um novo salto no valor da amplitude A_y/d quando A_x/d é máximo. Além de apresentar um aumento na amplitude adimensional, ocorre também um prolongamento do fenômeno ao longo de V_r , ou seja, o valor de V_r no qual ocorre a queda do *lower branch* é maior no caso de oscilação com dois graus do que no caso com apenas um grau, transversal ao escoamento.

Observando-se as trajetórias do cilindro, é possível observar que existe um padrão para cada valor de m^* e V_r . Para valores elevados de m^* , como não há oscilação em x , as trajetórias são, praticamente, linhas retas cujo comprimento varia em função de V_r . Para massas baixas, $m^* \leq 3,2$ nota-se que duas novas estruturas aparecem, sendo elas um “C” invertido e um “8” delgado e dobrado.

14.6 Visualização do escoamento

Duas técnicas de visualização do escoamento foram empregadas pelo aluno, sendo estas o LIF e o PIV.

Os resultados obtidos com a LIF limitaram-se a visualização do escoamento ao redor de um cilindro fixo, para dois valores de Re . Não foi possível empregar esta técnica em ensaios de VIV devido à dificuldade de se injetar a tinta de maneira adequada quando o cilindro está se movendo. O aluno pretende estudar maneiras de contornar essa dificuldade, pois os resultados obtidos com a técnica LIF são mais simples e menos demorados de se obter do que os resultados para visualização com a técnica PIV. Uma possível solução é a injeção de tinta por dentro do cilindro, pois, desta forma, a tinta já seria injetada na camada limite.

Com relação à visualização com o sistema PIV o aluno realizou ensaios com o cilindro fixo e se movendo com dois graus de liberdade. Os resultados foram apresentados em dois formatos. O primeiro foi obtido diretamente do software Davis, usado na aquisição e processamento das imagens. O segundo foi obtido após um tratamento estatístico dos dados feito pelo aluno, no qual o campo médio de fase da velocidade foi calculado tirando-se a média de diversos campos instantâneos do mesmo momento de um ciclo. O momento selecionado para a análise foi $y = y_{min}$.

A visualização com cilindro oscilando em dois graus de liberdade foi realizada para cinco valores da velocidade reduzida e com $m^* = 3, 2$. Este valor de m^* foi selecionado, pois é o primeiro valor para o qual os efeitos do segundo grau de liberdade se mostraram relevantes. Os valores de V_r foram selecionados de forma a visualizar o escoamento ao longo da curva $A/d \times V_r/l$. O aluno verificou que para cada V_r a esteira apresentava um comportamento distinto. Modos de desprendimento de vórtices, tais como o “2S” e o “2P” foram reconhecidos.

14.7 Perspectivas

O presente trabalho, apesar de extenso, não observou todas as características do fenômeno de VIV com dois graus de liberdade. Seria muita pretensão do aluno que este fosse seu objetivo. Na verdade, este trabalho, além de fornecer resultados muito interessantes a respeito do fenômeno de VIV com dois graus de liberdade, proporcionou ao aluno um grande aprendizado sobre o fenômeno em si e sobre as técnicas empregadas no seu estudo.

O aluno objetiva seguir estudando o fenômeno de VIV, aperfeiçoando-se cada vez mais nas técnicas empregadas em seu estudo e buscando conhecer outros fatores que influenciam o

fenômeno. Dentre tais fatores pode-se citar a presença de supressores de VIV, tais como *strakes*, ou a presença de cilindros a montante.

No caso de *strakes*, seria interessante estudar o efeito de tais supressores de VIV quando o cilindro passa a oscilar com dois graus de liberdade. Por acaso este grau de liberdade afetaria a efetividade dos *strakes*? Qual a influência dos *strakes* no fenômeno de VIV com dois graus de liberdade?

Para o caso de VIV com cilindros montados a montante, conhecido como VIV com interferência, seria interessante estudar qual é a influência da esteira do cilindro a montante no cilindro móvel. Este estudo aproxima ainda mais o conhecimento do fenômeno de VIV do caso real, onde diversos cilindros são colocados lado a lado nas plataformas de extração de petróleo.

REFERÊNCIAS

- BEARMAN, P. W. Vortex shedding from oscillating bluff bodies. *Ann. Rev. Fluid Mech.*, v. 16, p. 195–222, 1984.
- BISHOP, R.; HASSAN, A. Y. The lift and drag forces on a circular cylinder in a flowing fluid. *Proceedings of the Royal Society of London A. Mathematical and physical sciences.*, v. 277, p. 51–75, 1964.
- BLEVINS, R. D. *Formulas for natural frequency and mode shape*. [S.l.]: New York : Van Nostrand Reinhold, 1979.
- CHEN, C.-T. *One-dimensional digital signal processing*. [S.l.]: Marcel Dekker, 1979.
- CONSIDINE, D. M. *Process/industrial instruments and controls handbook*. [S.l.]: New York : McGraw-Hill, 1993.
- EGUTI, C. C. A. *Desenvolvimento de um circuito eletrônico experimental de anemômetro de fio quente*. Dissertação (Mestrado) — Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, Universidade Estadual Paulista, 2005.
- FENG, C. C. *The measurement of vortex-induced effects in flow past stationary and oscillating circular and D-section cylinders*. Dissertação (Mestrado) — University of British Columbia, 1968.
- FLEMMING, F.; WILLIAMSON, C. H. K. Vortex-induced vibrations of a pivoted cylinder. *Journal of Fluid Mechanics*, v. 522, p. 215–252, 2005.
- FRANZINI, G. R. et al. Experimental investigation of vortex-induced vibration on rigid, smooth and inclined cylinders. *Journal of Fluid and Structures*, v. 25, 2009.
- FREIRE, C. M. *Desenvolvimento de uma base elástica com dois graus de liberdade para estudo de VIV*. [S.l.], 2008.
- FUJARRA, A. L. C. et al. Vortex-induced vibration of a flexible cantilever. *Journal of Fluids and Structures*, v. 15, p. 651–658, 2001.
- GERRARD, J. H. The mechanics of the formation region of vortices behind bluff bodies. *Journal of Fluid Mechanics*, v. 25, n. Part 2, p. 401–413, 1966.
- GOVARDHAN, R.; WILLIAMSON, C. H. K. Modes of vortex formation and frequency response of a freely vibrating cylinder. *Journal of Fluid Mechanics*, v. 420, p. 85–120, 2000.
- HINES, W. W. et al. *Probabilidade e Estatística na Engenharia*. [S.l.]: LTC Editora, 2006.
- HOVER, F. S.; TVEDT, H.; TRIANTAFYLLOU, M. S. Vortex-induced vibrations of a cylinder with tripping wires. *Journal of Fluid Mechanics*, v. 448, p. 175–195, 2001.

INMETRO, I. N. de Metrologia Normalização e Q. I. *Vocabulário internacional de termos fundamentais e gerais de metrologia : Portaria Inmetro 029 de 1995*. 5. ed. [S.l.]: Duque de Caxias : INMETRO, 2007.

JAUVTIS, N.; WILLIAMSON, C. H. K. Vortex-induced vibration of a cylinder with two degrees of freedom. *Journal of Fluids and Structures*, v. 17, p. 1035–1042, 2003.

KHALAK, A.; WILLIAMSON, C. H. K. Dynamics of a hydroelastic cylinder with very low mass and damping. *Journal of Fluids and Structures*, v. 10, p. 455–472, 1996.

KORKISCHKO, I. et al. Development of a six-component balance for measurements of forces and moments acting in a immersed cylinders. *COBEM*, 2005.

LATHI, B. P. *Modern digital and analog communication systems*. [S.l.]: Oxford University Press, 1998.

MENEGHINI, J. R. *Projetos de pesquisa no tópico geração e desprendimento de vórtices no escoamento ao redor de cilindros*. Tese (Doutorado) — Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, Departamento de Engenharia Mecânica, 2002.

NORBERG, C. Fluctuating lift on a circular cylinder: review and new measurements. *Journal of Fluids and Structures*, v. 17, p. 57–96, 2003.

PAPOULOS, A. *Signal Analysis*. [S.l.]: McGraw-Hill, 1977.

SCHLICHTING, H. *Boundary Layer Theory*. [S.l.: s.n.], 1979.

STEFANI, M. A. *Medidores de distância por triangulação a laser*. Tese (Doutorado) — Instituto de Física de São Carlos, Universidade de São Paulo, 1995.

VIERCK, R. K. *Vibration Analysis*. [S.l.]: Scranton, Pa. : International Textbook Co, 1967.

WAHL, A. M. *Mechanical springs*. [S.l.]: New York : McGraw-Hill, 1963.

WHITE, F. *Introduction to Fluid Mechanics*. [S.l.]: MacGraw Hill, 1999.

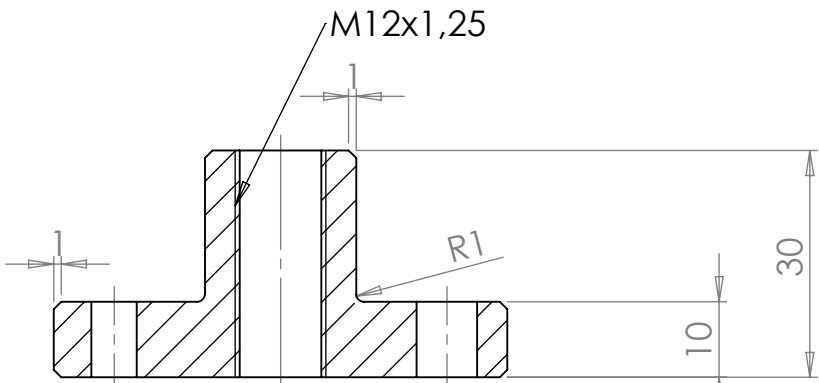
WILLIAMSON, C. H. K.; GOVARDHAN, R. Vortex-induced vibrations. *Ann. Rev. Fluid Mech.*, v. 36, p. 413–455, 2004.

WRIGHT, C. P. *Applied measurement engineering : how to design effective mechanical measurement systems*. [S.l.]: Prentice-Hall Inc., 1995.

APÊNDICE A - DESENHOS DE FABRICAÇÃO

Seguem no apêndice A os desenhos de fabricação das peças da base elástica pendular com dois graus de liberdade, instalada no laboratório Núcleo de Dinâmica e Fluidos (NDF), da Escola Politécnica da USP.

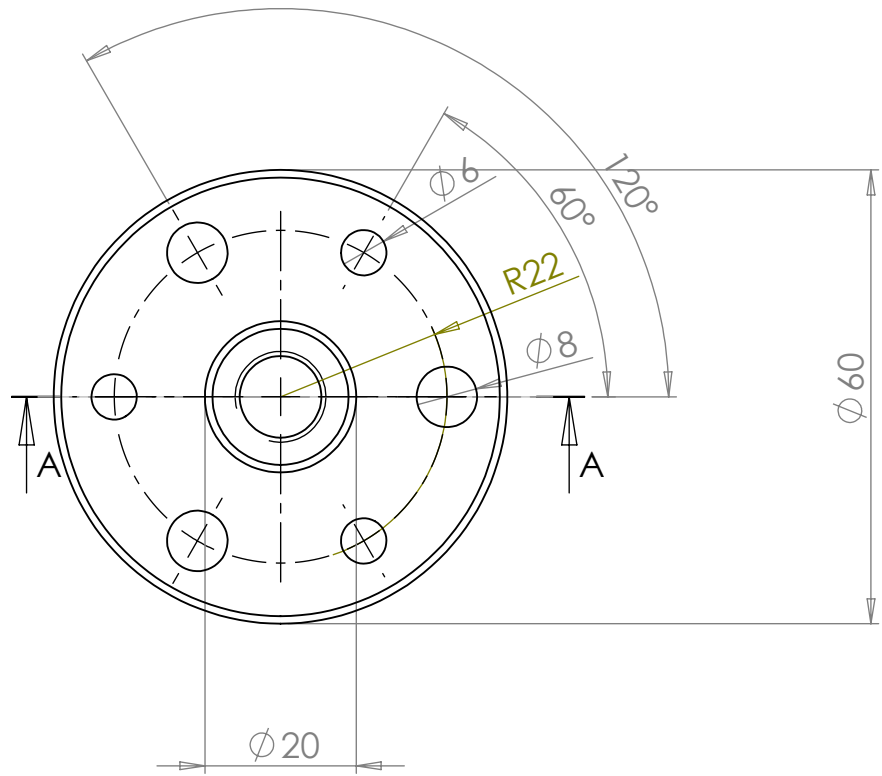
A



SEÇÃO A-A

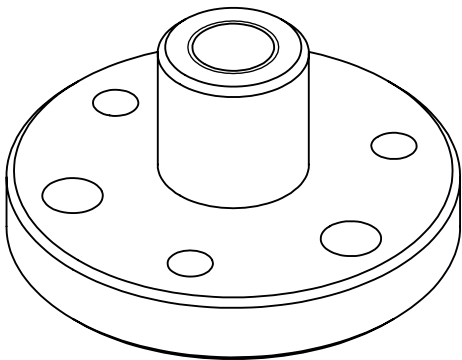
B

C



D

E



Trabalho: Desenvolvimento de uma base elástica de dois graus de liberdade para estudos de VIV

Escola Politécnica da USP

Desenhista:

Departamento de Engenharia Mecânica

Cesar Monzu Freire

Laboratório: Núcleo de Dinâmica e Fluidos (NDF)

Material: alumínio

Peça:

Quantidade: 1

fixador-teto

A4

ESCALA:1:1

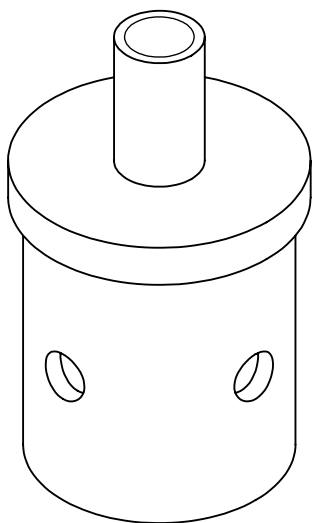
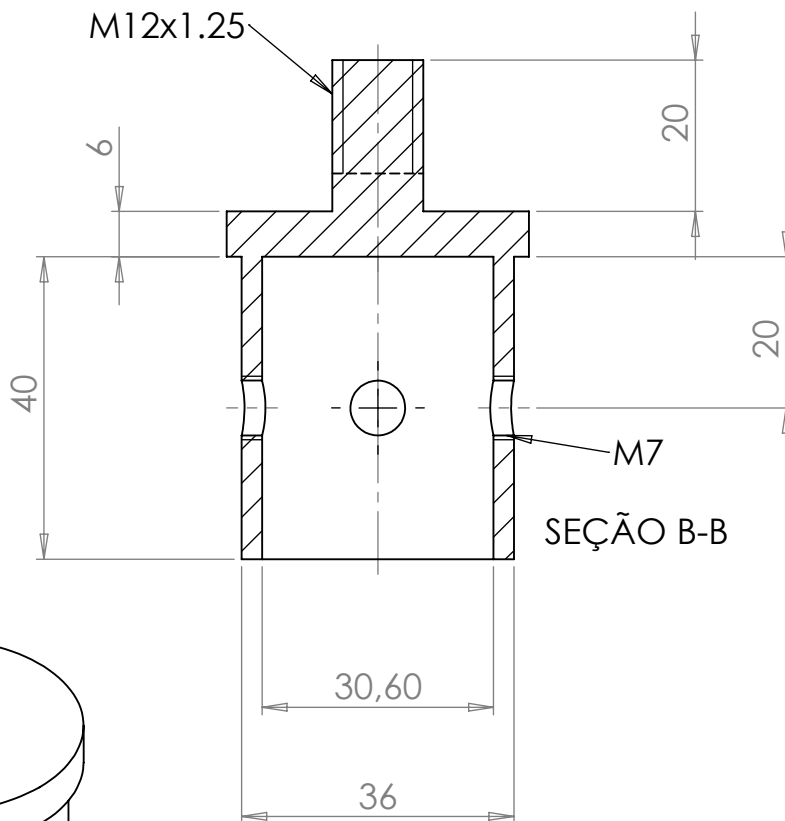
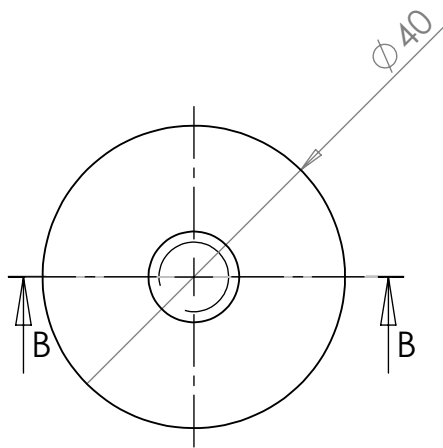
A

B

C

D

E



Trabalho:

Desenvolvimento de uma base elástica de dois graus de liberdade para estudos de VIV

Escola Politécnica da USP

Desenhista:

Departamento de Engenharia Mecânica

Cesar Monzu Freire

F

Laboratório: Núcleo de Dinâmica e Fluidos (NDF)

Material: alumínio

Quantidade: 1

Peça:

conector junta tubo

A4

ESCALA:1:1

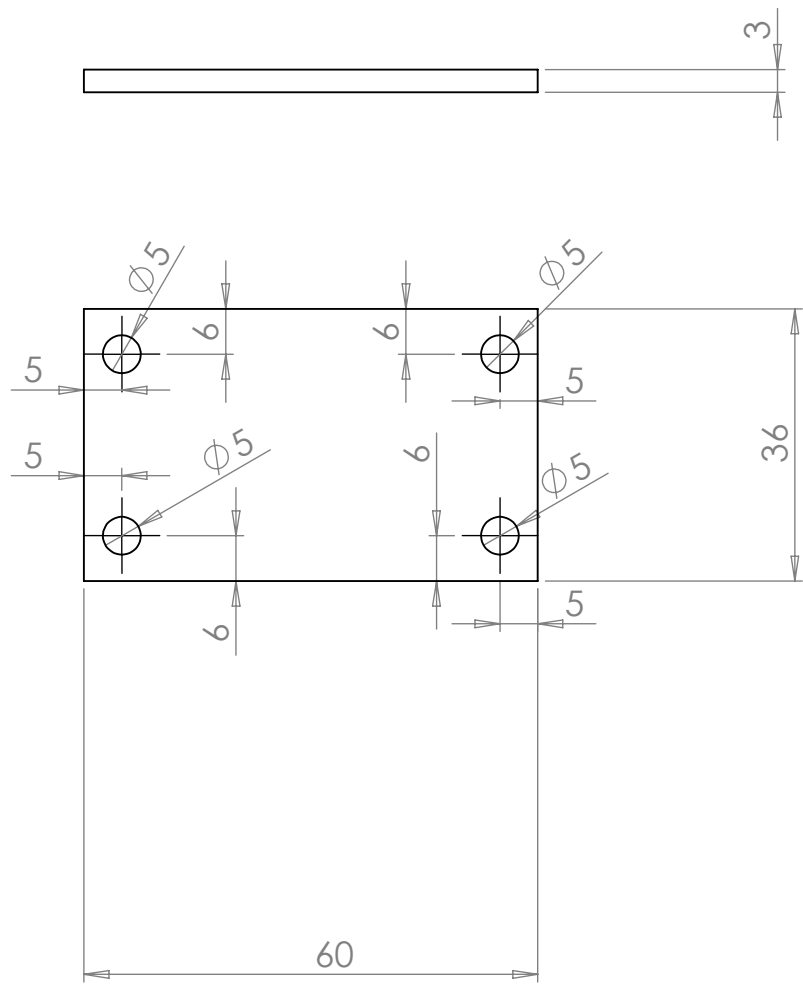
A

B

C

D

E



Trabalho: Desenvolvimento de uma base elástica de dois graus de liberdade para estudos de VIV

Escola Politécnica da USP

Desenhista:

Departamento de Engenharia Mecânica

Cesar Monzu Freire

Laboratório: Núcleo de Dinâmica e Fluidos (NDF)

Material: alumínio

Peça:

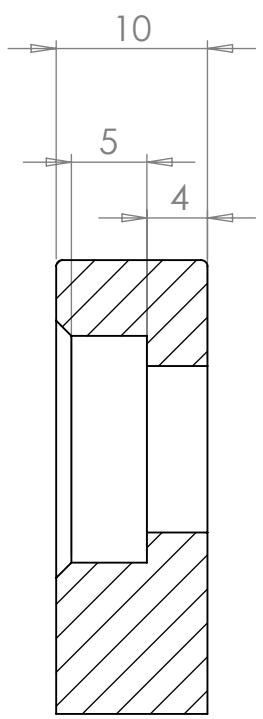
Quantidade: 2

cardan-base

A4

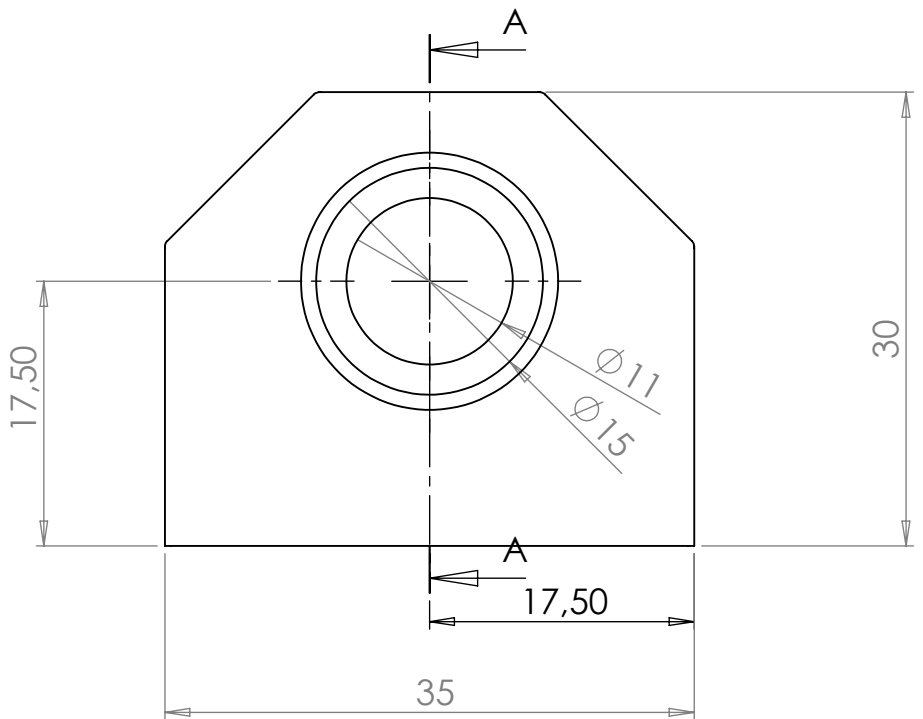
ESCALA:1:1

A



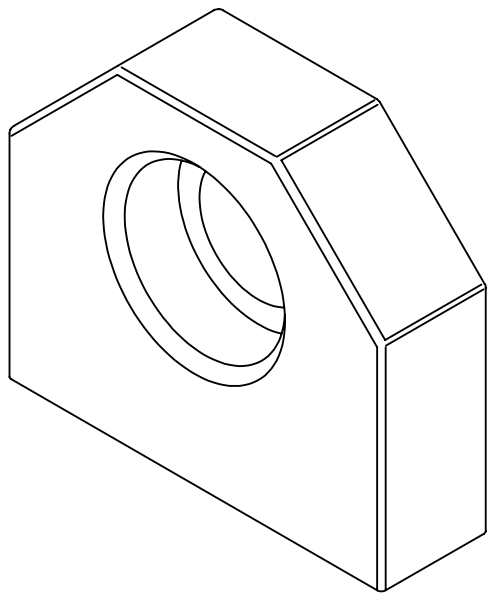
SEÇÃO A-A

B



C

D



E

Trabalho: Desenvolvimento de uma base elástica de dois graus de liberdade para estudos de VIV

Escola Politécnica da USP

Desenhista:

Departamento de Engenharia Mecânica

Cesar Monzu Freire

Laboratório: Núcleo de Dinâmica e Fluidos (NDF)

Material: alumínio

Peça:

Quantidade: 4

cardan-lateral

A4

ESCALA:2:1

1

2

3

4

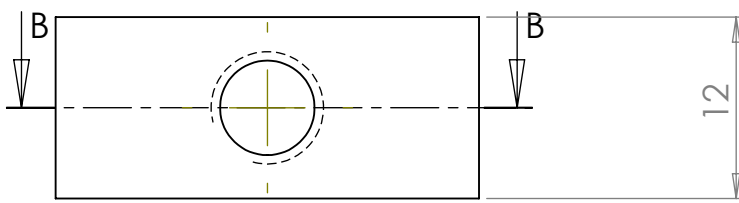
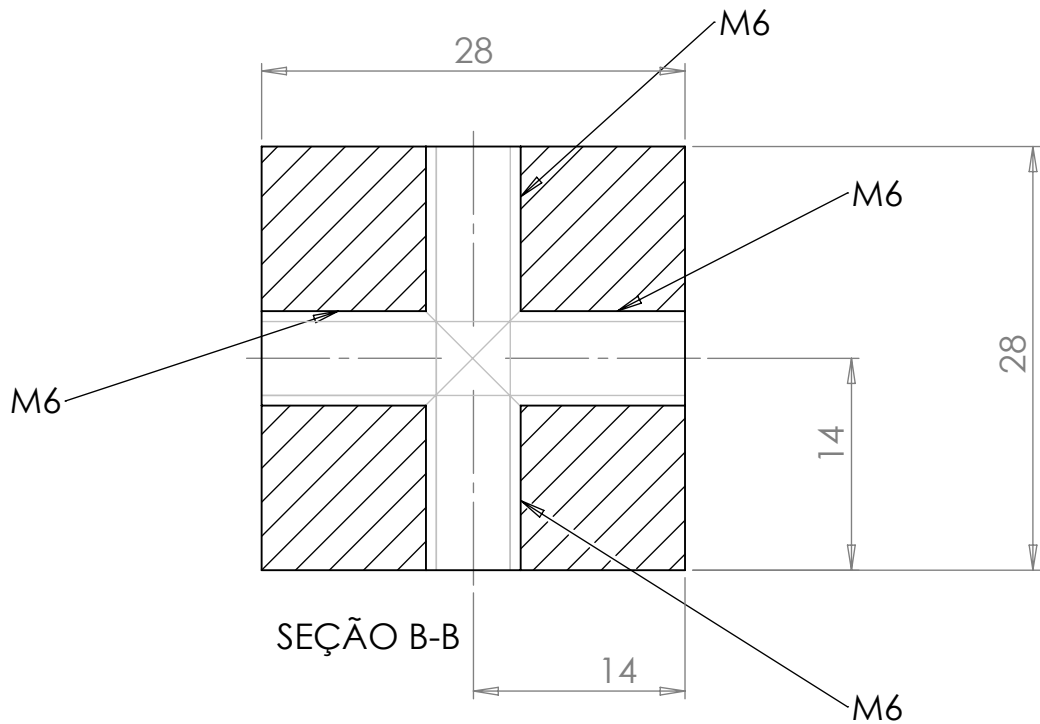
A

B

C

D

E



Trabalho: Desenvolvimento de uma base elástica de dois graus de liberdade para estudos de VIV

Escola Politécnica da USP

Desenhista:

Departamento de Engenharia Mecânica

Cesar Monzu Freire

Laboratório: Núcleo de Dinâmica e Fluidos (NDF)

Material: alumínio

Peça:

Quantidade: 1

quadrado-cardan

A4

ESCALA:2:1

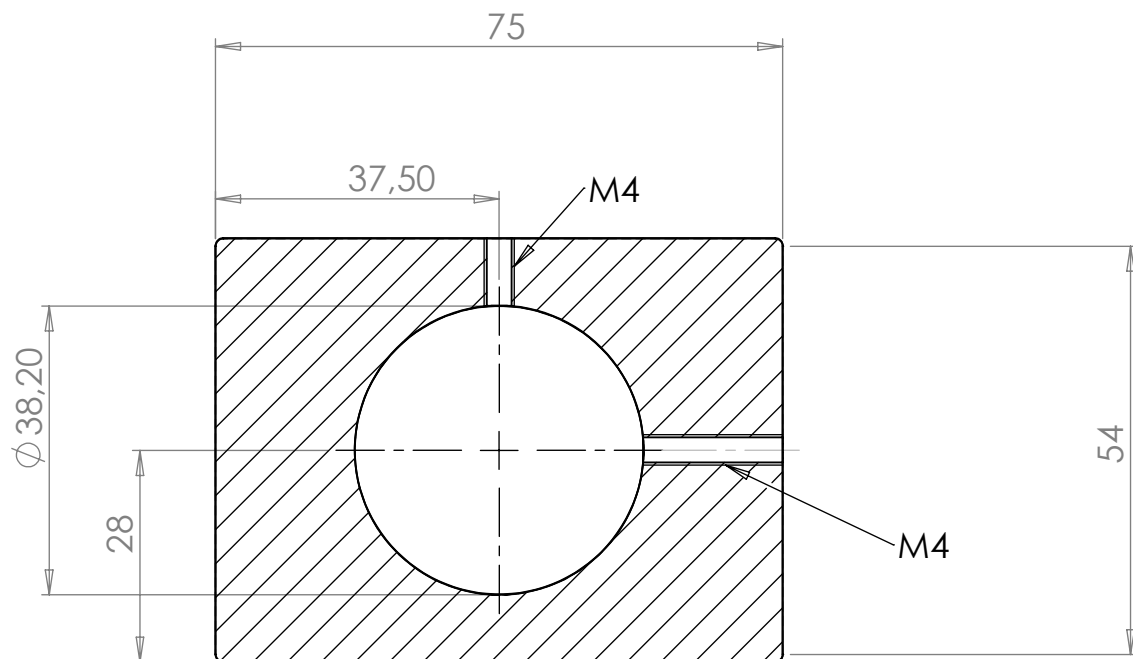
A

B

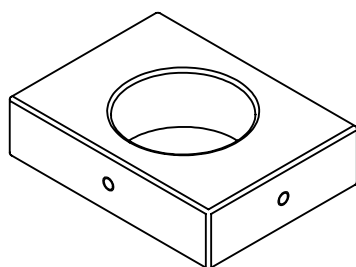
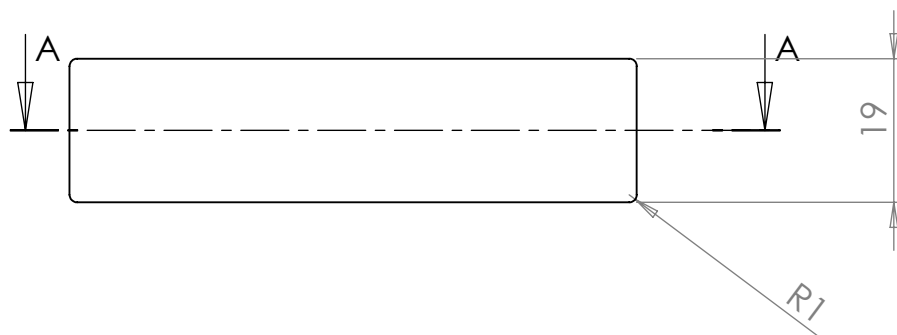
C

D

E



SEÇÃO A-A



Trabalho:

Desenvolvimento de uma base elástica de dois graus de liberdade para estudos de VIV

Escola Politécnica da USP

Desenhista:

Cesar Monzu Freire

Departamento de Engenharia Mecânica

Peça:

alvo

A4

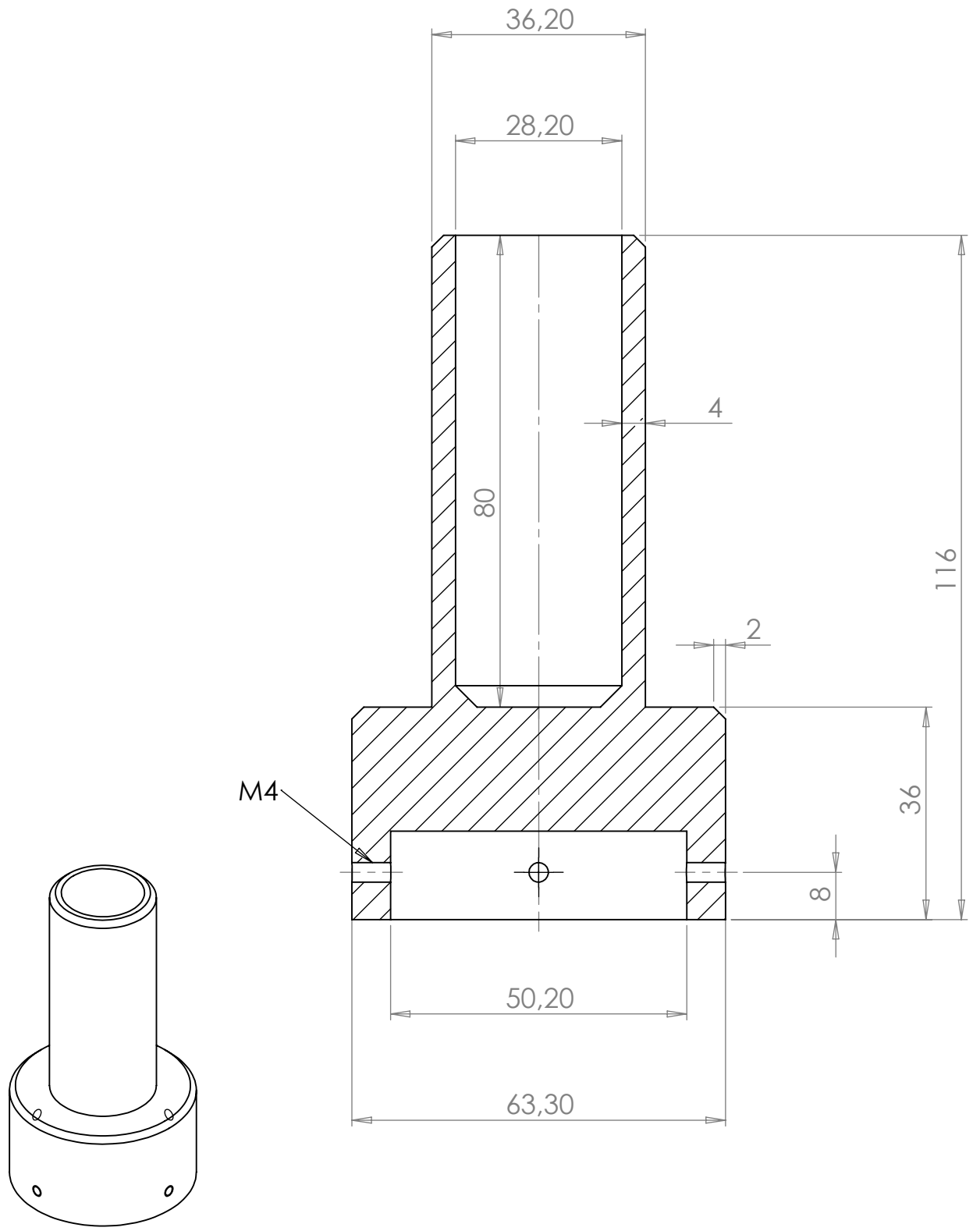
F

Laboratório: Núcleo de Dinâmica e Fluidos (NDF)

Material: Acrílico

Quantidade: 2

ESCALA:1:1



Trabalho: Desenvolvimento de uma base elástica de dois graus de liberdade para estudos de VIV

Escola Politécnica da USP

Desenhista:

Departamento de Engenharia Mecânica

Cesar Monzu Freire

Laboratório: Núcleo de Dinâmica e Fluidos (NDF)

Material: alumínio

Peça:

conector - tubo - célula

Quantidade: 1

A4

ESCALA: 1:2

1

2

3

4

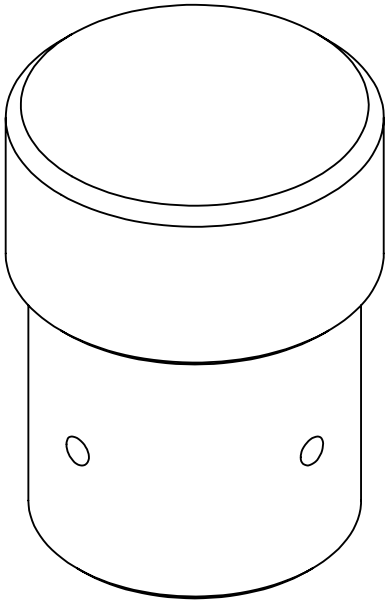
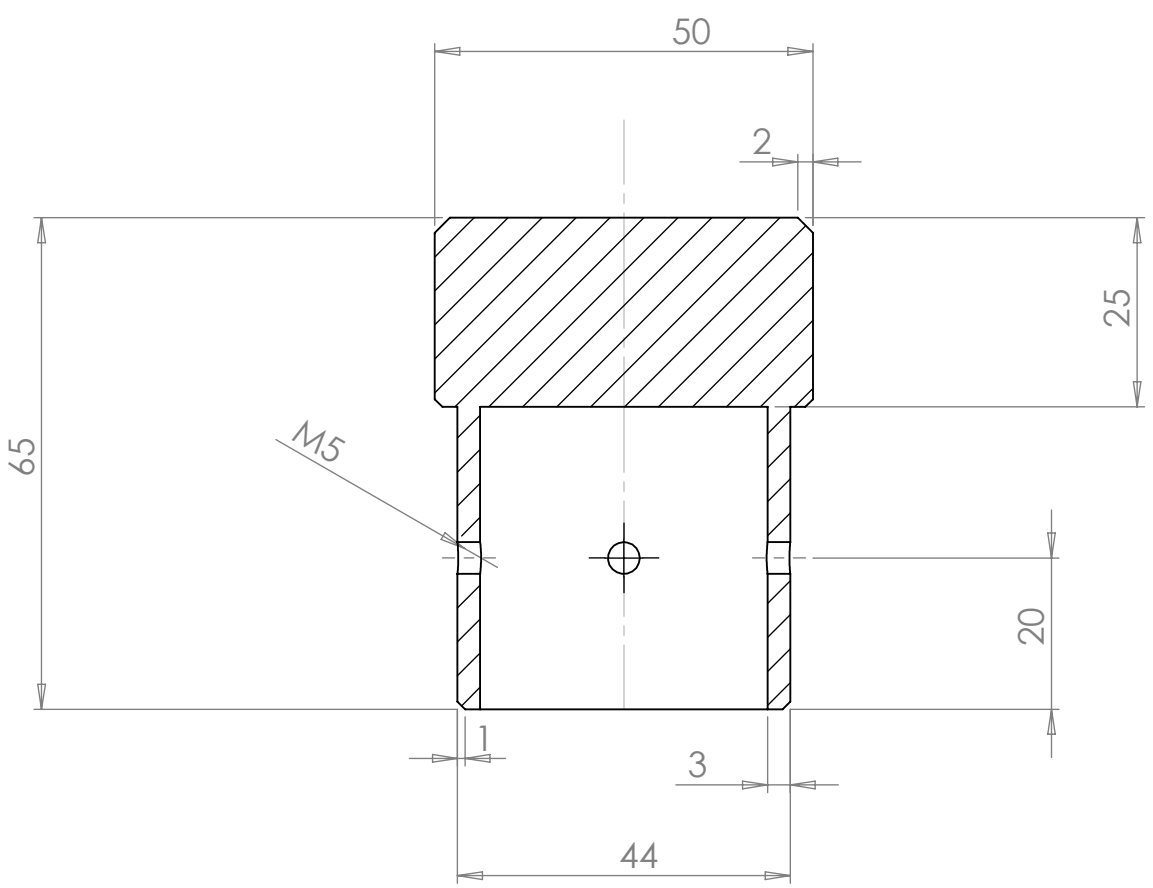
A

B

C

D

E



Trabalho: Desenvolvimento de uma base elástica de dois graus de liberdade para estudos de VIV

Escola Politécnica da USP

Desenhista:

Departamento de Engenharia Mecânica

Cesar Monzu Freire

Laboratório: Núcleo de Dinâmica e Fluidos (NDF)

Material: alumínio
Quantidade: 1

Peça: conector-cilindro-célula

A4

ESCALA: 1:1

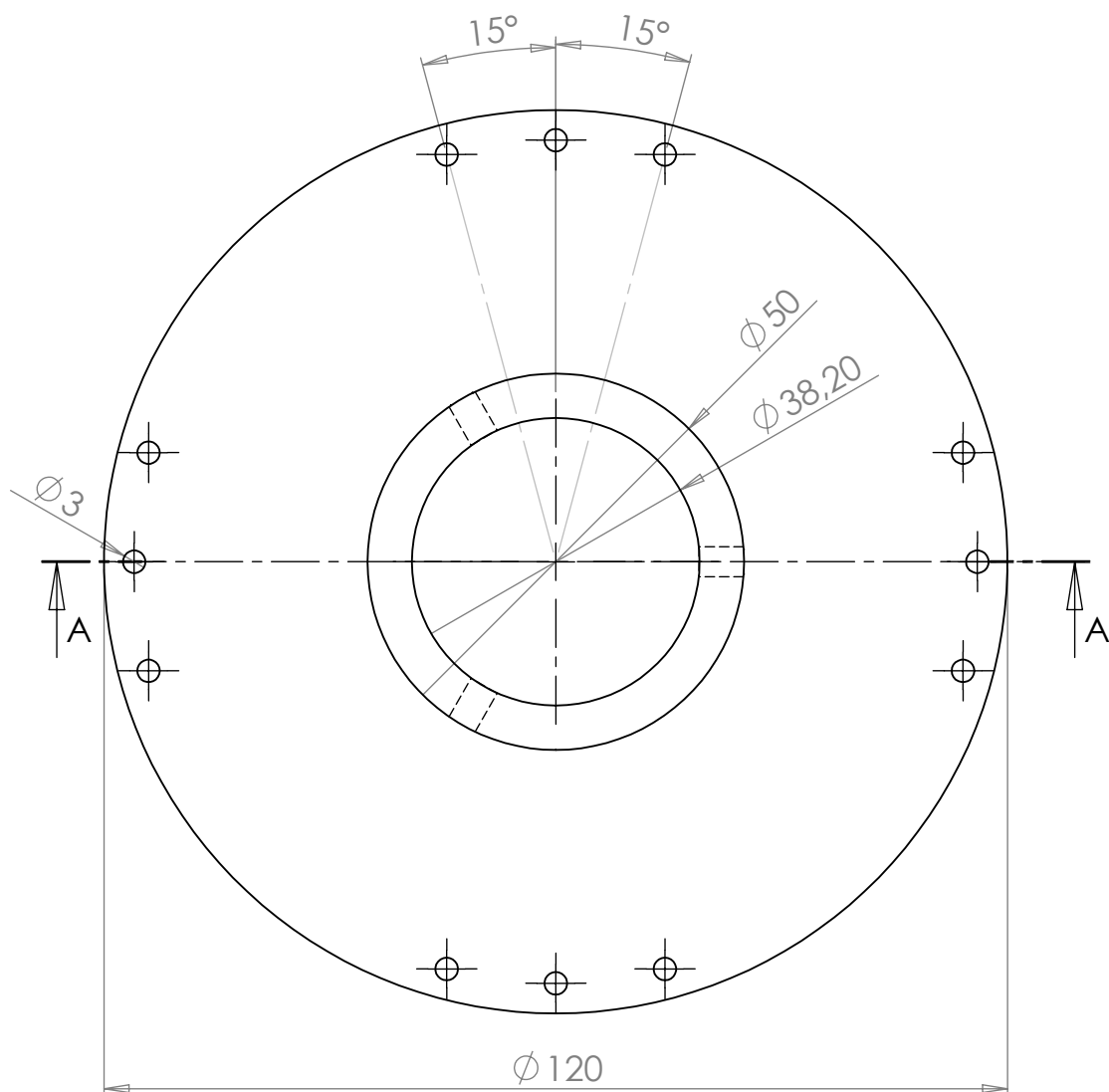
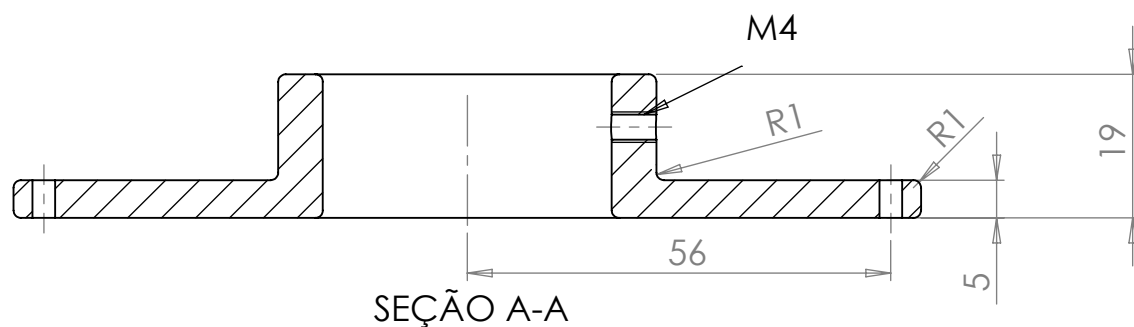
A

B

C

D

E



Trabalho:

Desenvolvimento de uma base elástica de dois graus de liberdade para estudos de VIV

Escola Politécnica da USP

Desenhista:

Departamento de Engenharia Mecânica

Cesar Monzu Freire

F

Laboratório: Núcleo de Dinâmica e Fluidos (NDF)

Material: acrílico

Peça:

Quantidade: 1

encaixe-molas

A4

ESCALA:1:1

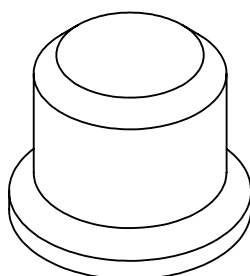
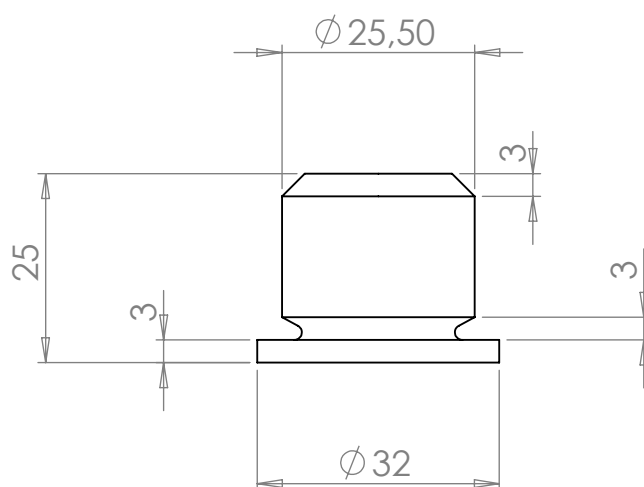
A

B

C

D

E



C

D

E

Trabalho:

Desenvolvimento de uma base elástica de dois graus de liberdade para estudos de VIV

Escola Politécnica da USP

Desenhista:

Cesar Monzu Freire

Departamento de Engenharia Mecânica

F

Laboratório: Núcleo de Dinâmica e Fluidos (NDF)

Material: alum;inio

Peça:

Quantidade: 1

tampa-cilindro32

A4

ESCALA:1:1

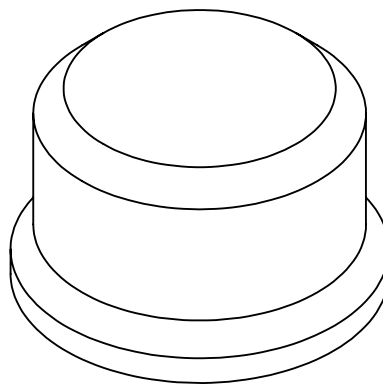
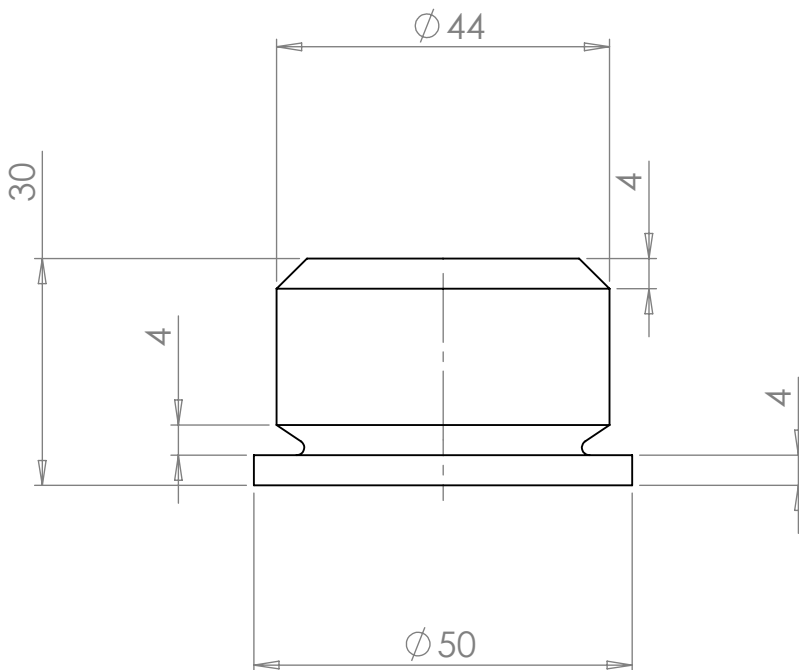
A

B

C

D

E



Trabalho: Desenvolvimento de uma base elástica de dois graus de liberdade para estudos de VIV

Escola Politécnica da USP

Desenhista:

Departamento de Engenharia Mecânica

Cesar Monzu Freire

Laboratório: Núcleo de Dinâmica e Fluidos (NDF)

Material: alumínio

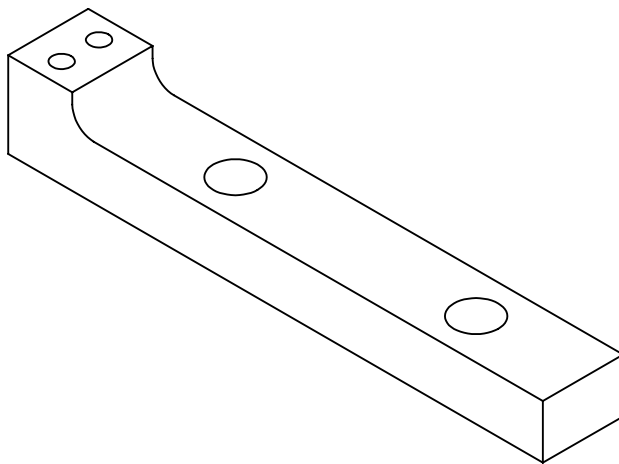
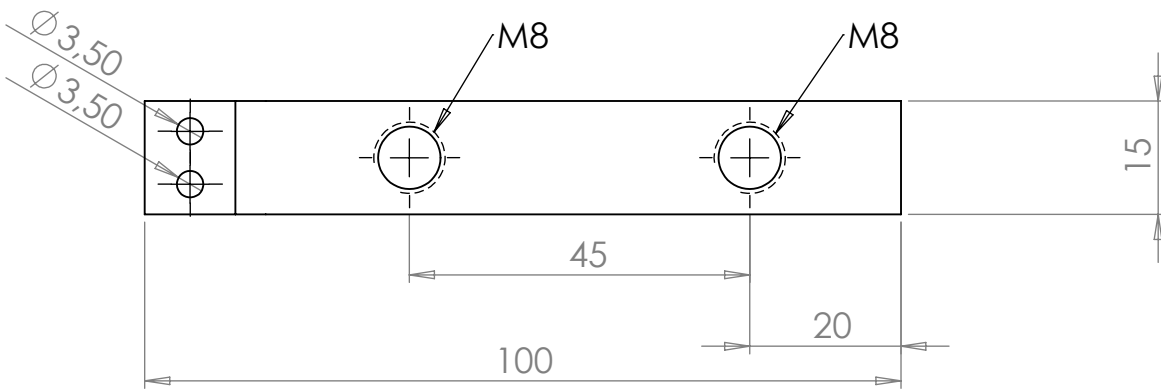
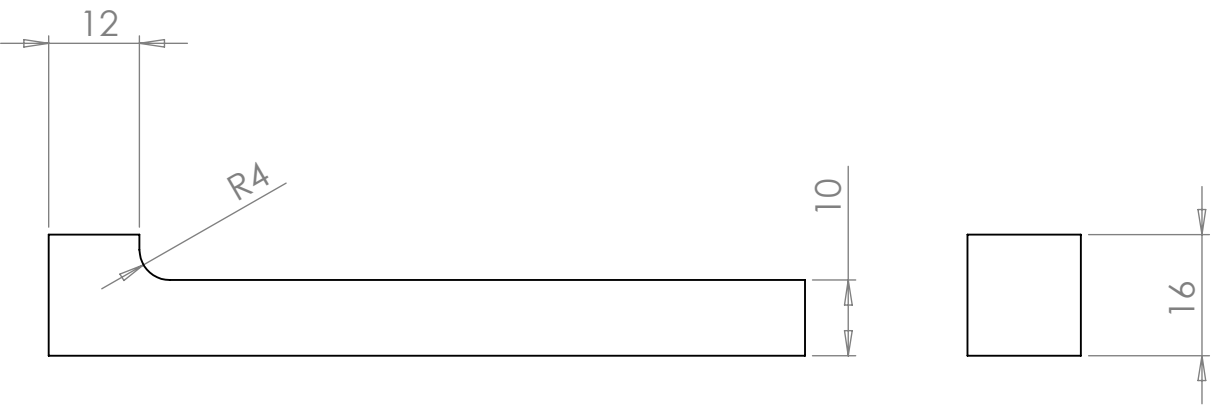
Peça:

Quantidade: 1

tampa-cilindro50

A4

ESCALA: 1:1



Trabalho: Desenvolvimento de uma base elástica de dois graus de liberdade para estudos de VIV

Escola Politécnica da USP

Desenhista:

Departamento de Engenharia Mecânica

Cesar Monzu Freire

F Laboratório: Núcleo de Dinâmica e Fluidos (NDF)

Material: alumínio

Peça:

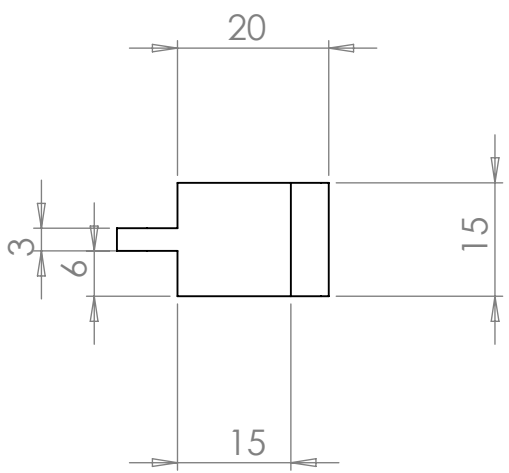
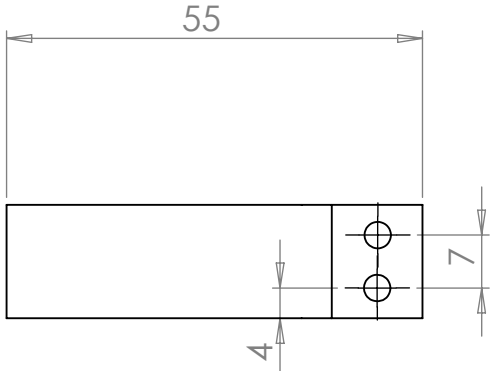
Suporte celula de carga 1

A4

Quantidade: 2

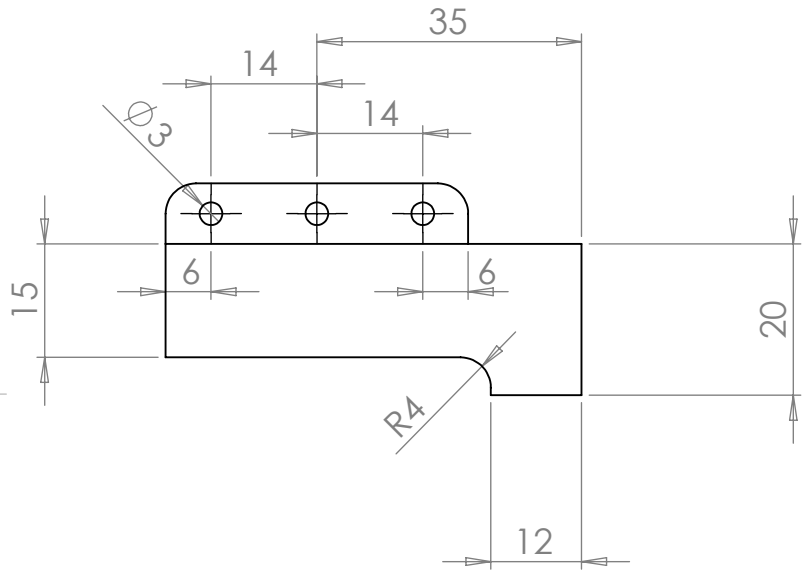
ESCALA: 1:1

A



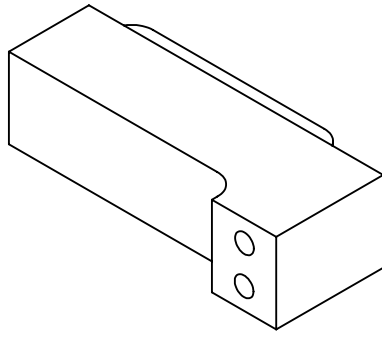
B

C



D

E



Trabalho: Desenvolvimento de uma base elástica de dois graus de liberdade para estudos de VIV

Escola Politécnica da USP

Desenhista:

Departamento de Engenharia Mecânica

Cesar Monzu Freire

Laboratório: Núcleo de Dinâmica e Fluidos (NDF)

Material: alumínio

Quantidade: 2

Peça:

suporte célula de carga 2

A4

ESCALA: 1:1

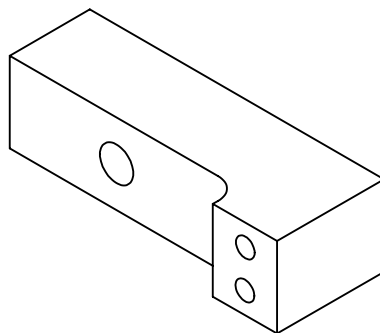
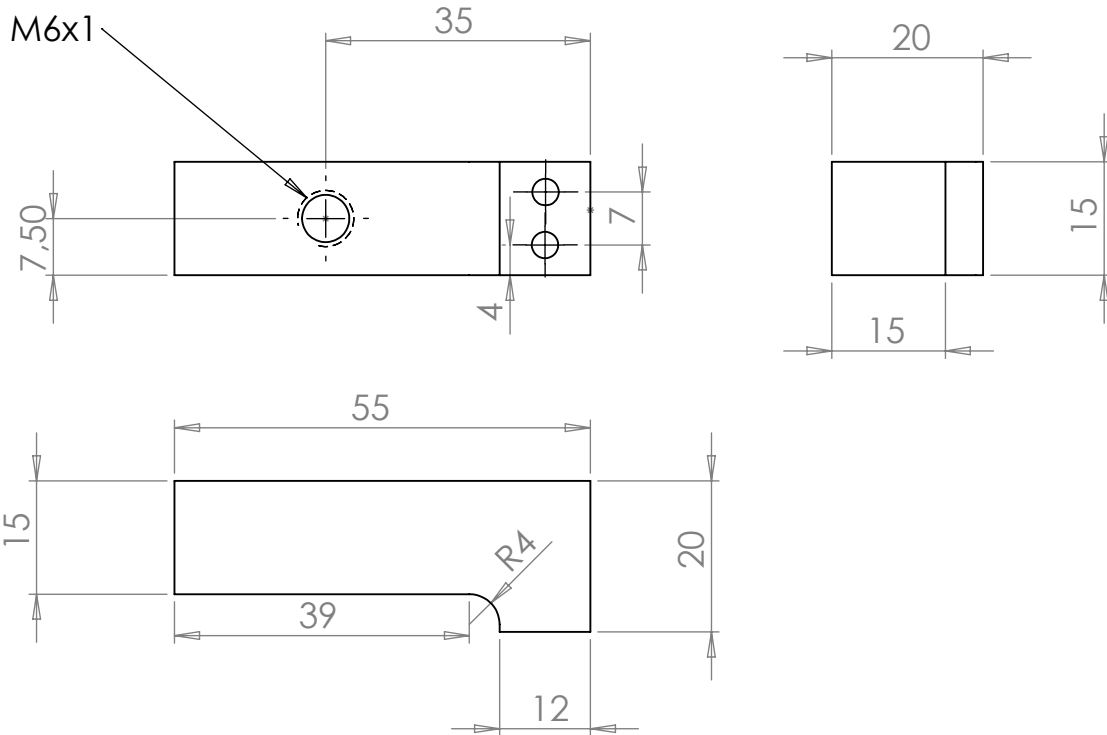
A

B

C

D

E



Trabalho: Desenvolvimento de uma base elástica de dois graus de liberdade para estudos de VIV

Escola Politécnica da USP

Desenhista:

Departamento de Engenharia Mecânica

Cesar Monzu Freire

Laboratório: Núcleo de Dinâmica e Fluidos (NDF)

Material: alumínio

Peça:

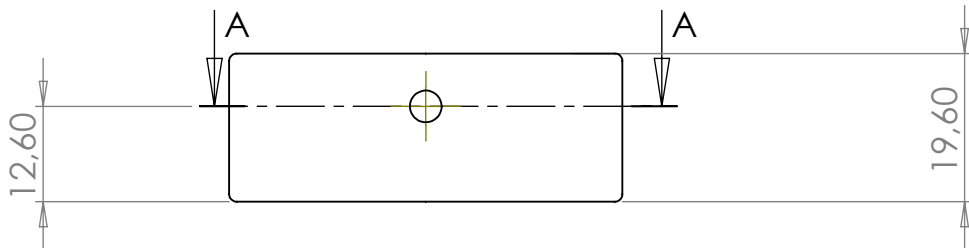
suporte célula de carga 3

Quantidade: 1

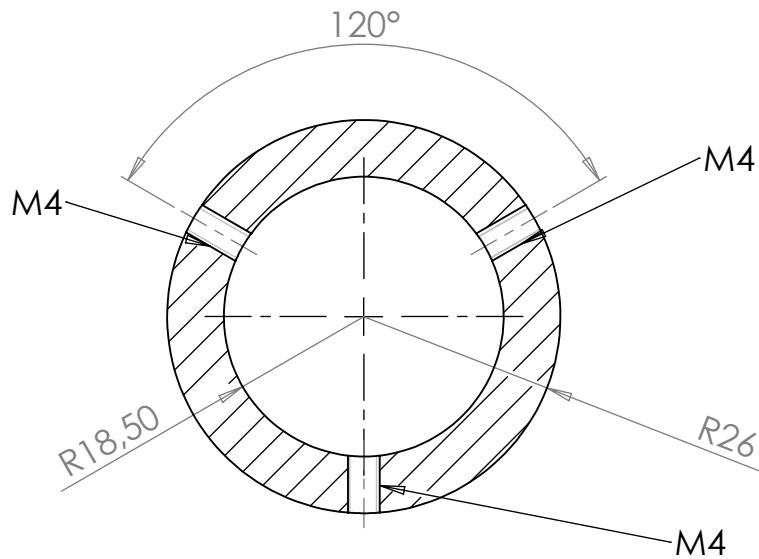
A4

ESCALA:1:1

A



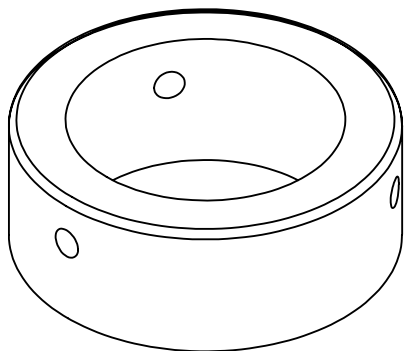
B



C

SEÇÃO A-A

D



E

Trabalho: Desenvolvimento de uma base elástica de dois graus de liberdade para estudos de VIV

Escola Politécnica da USP

Desenhista:

Departamento de Engenharia Mecânica

Cesar Monzu Freire

Laboratório: Núcleo de Dinâmica e Fluidos (NDF)

Material: acrílico

Peça:

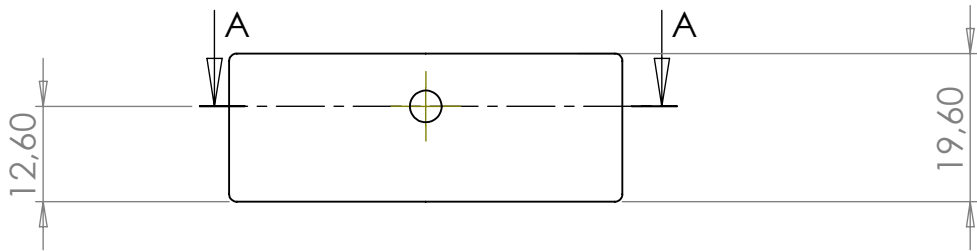
Quantidade: 1

anel-32

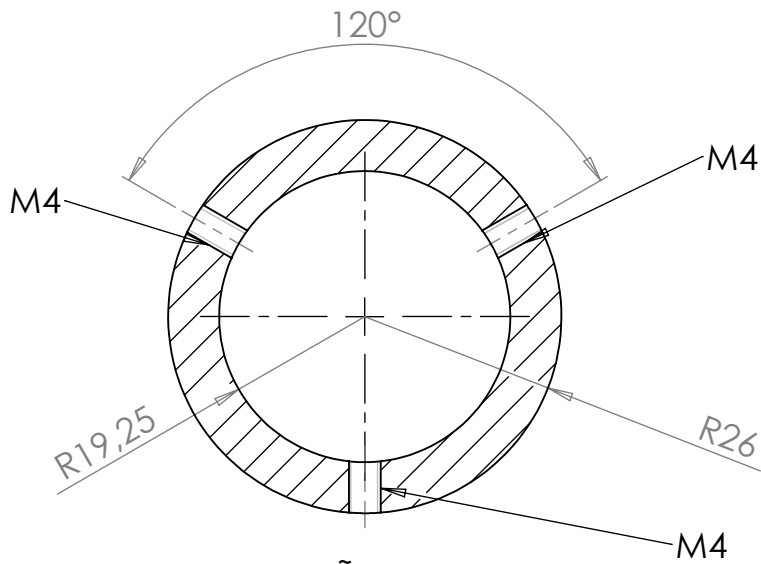
A4

ESCALA:1:1

A

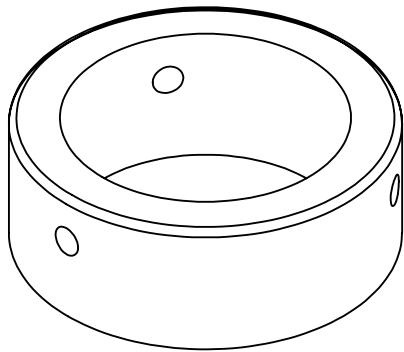


B



C

D



E

Trabalho: Desenvolvimento de uma base elástica de dois graus de liberdade para estudos de VIV

Escola Politécnica da USP

Desenhista:

Departamento de Engenharia Mecânica

Cesar Monzu Freire

Laboratório: Núcleo de Dinâmica e Fluidos (NDF)

Material: acrílico

Peça:

Quantidade: 1

anel-50

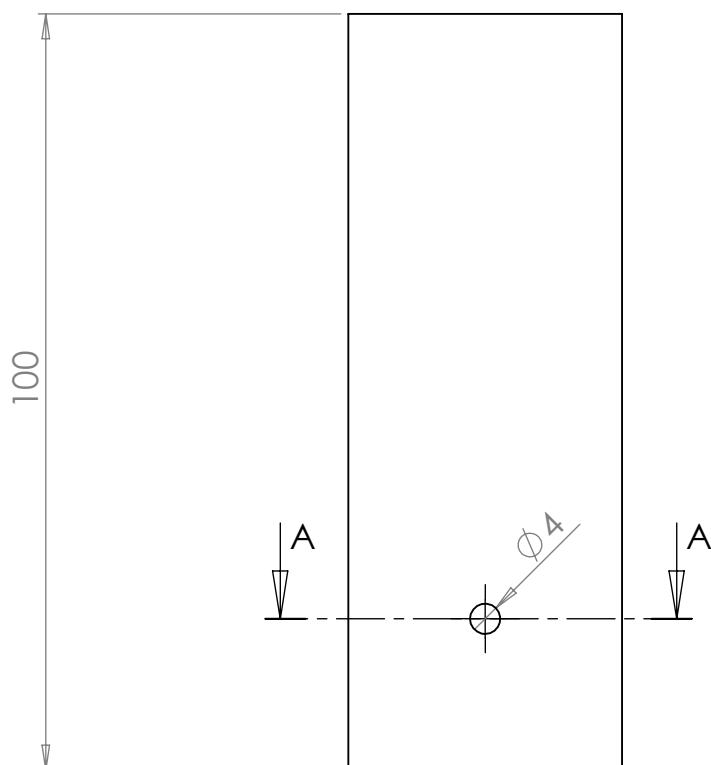
A4

ESCALA:1:1

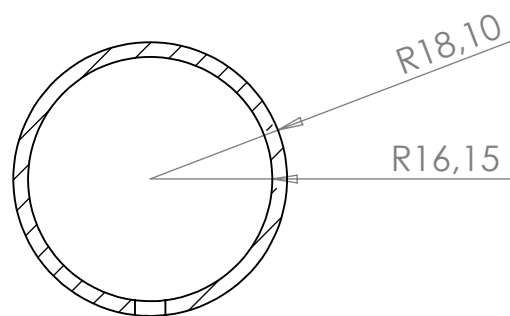
A

B

C



D



SEÇÃO A-A

E

Trabalho:

Desenvolvimento de uma base elástica de dois graus de liberdade para estudos de VIV

Escola Politécnica da USP

Desenhista:

Cesar Monzu Freire

Departamento de Engenharia Mecânica

F

Laboratório: Núcleo de Dinâmica e Fluidos (NDF)

Material: alumínio

Quantidade: 1

Peça:

adaptador-cilindro32

A4

ESCALA:1:1

1

2

3

4

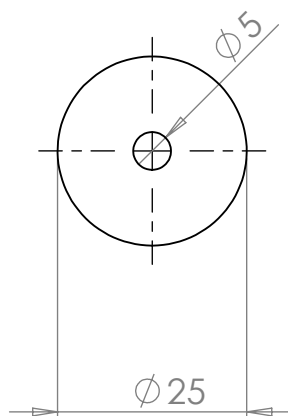
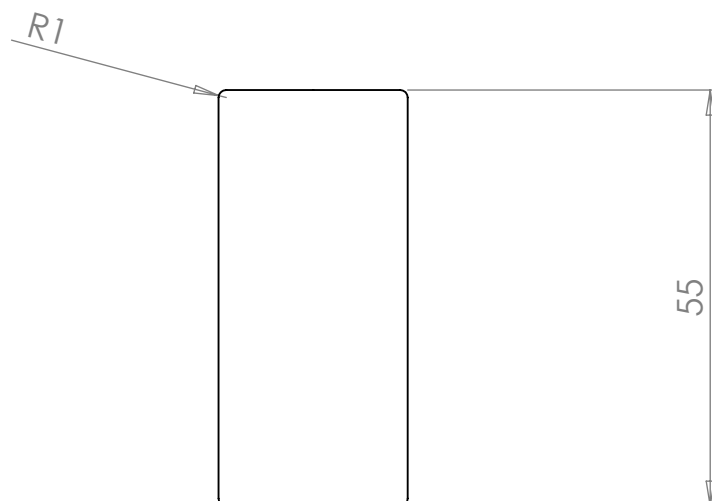
A

B

C

D

E



Trabalho:

Desenvolvimento de uma base elástica de dois graus de liberdade para estudos de VIV

Escola Politécnica da USP

Desenhista:

Cesar Monzu Freire

Departamento de Engenharia Mecânica

F

Laboratório: Núcleo de Dinâmica e Fluidos (NDF)

Material: chumbo

Quantidade: 10

Peça:

massa-chumbo

A4

ESCALA:1:1

APÊNDICE B - MANUAL DE PRÁTICAS EXPERIMENTAIS

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

CESAR MONZU FREIRE

Manual de práticas experimentais

São Paulo
5 de agosto de 2009

SUMÁRIO

1	Introdução ao manual de práticas experimentais	1
2	Organização e segurança	2
3	Canal de água recirculante	3
3.1	Cuidados básicos	3
3.2	Ligando e desligando o canal	3
3.3	Modo remoto/ Modo manual	4
3.4	Drenagem do canal	5
3.5	Enchimento do canal.....	5
3.6	Filtrando a água do canal	6
4	Base elástica de 1 grau de liberdade	8
4.1	Cuidados iniciais	8
4.2	Preparando a base para ensaios	8
5	Instalação de sensores	11
5.1	Sistema de aquisição.....	11
5.1.1	LabView	11
5.2	Célula de carga PME1	12
5.2.1	Instalação no sistema de aquisição	13
5.2.2	Configuração no software LabView	14
5.3	Trena laser ODSL-8	14
5.3.1	Instalação no sistema de aquisição	15

5.3.2	Configuração no software LabView	15
5.4	Controle da bomba do canal	16
5.4.1	Instalação no sistema de aquisição	16
5.4.2	Configuração no software LabView	16
5.5	Anemômetro	16
5.5.1	Instalação no sistema de aquisição	16
5.5.2	Configuração no software LabView	18
5.6	Acelerômetro	18
5.6.1	Instalação no sistema de aquisição	18
5.6.2	Configuração no software LabView	19
6	Visualização	20
6.1	Visualização com sistema PIV	20
6.1.1	Ligando sistema	20

1 INTRODUÇÃO AO MANUAL DE PRÁTICAS EXPERIMENTAIS

O objetivo deste manual é prover os procedimentos experimentais referentes às práticas laboratoriais mais comuns do laboratório NDF. Siga os procedimentos na ordem em que são apresentados e com os cuidados devidos.

Caso algum procedimento não esteja claro, não hesite em perguntar a outro pesquisador. Pequenos deslizes podem comprometer equipamentos valiosos ou montagens cuidadosas.

2 ORGANIZAÇÃO E SEGURANÇA

Seguem aqui algumas regras básicas de segurança do laboratório:

- Caso você esteja trabalhando no canal, montando algum equipamento ou ajustando alguma peça, assegure-se de que a bomba do canal esteja desligada. Ainda que a alteração seja pequena, não faça nada sobre o canal caso a bomba esteja ligada, pois caso uma ferramenta ou parafuso caia na água este será levado pela corrente e poderá danificar todo o canal.
- Seja extremamente cuidadoso ao trabalhar sobre o canal. Caso esteja montando algum equipamento pesado, coloque as mantas de neoprene sobre a água, para evitar que algo caia sobre a placa de vidro do fundo do canal.
- Não altere o nível de água do canal sem estar presente durante todo o procedimento de enchimento ou drenagem. Eventualidades podem atrasá-lo e fazer o canal transbordar.
- Caso esteja sozinho no laboratório, ou com mais pesquisadores, assegure-se de manter a chave do laboratório no bolso. Evite deixá-la sobre a mesa com o risco de esquece-la. Caso o laboratório não esteja sendo usado, ou caso não haja ninguém dentro dele, a chave deve permanecer na mesa do pesquisador Ivan Korkischko.
- Não tranque a porta do canal por dentro. Sempre tranque o canal pelo lado de fora, usando a chave. Evite trancar o laboratório com a chave dentro, algo que já ocorreu. Nessa situação tente entrar em contato com o professor Julio R. Meneghini, pois ele possui uma chave reserva.
- Ao sair do laboratório, certifique-se de que a lâmpada da bancada, do lado da balança está acesa. Esta lâmpada serve para iluminar parcialmente o canal de forma que a câmera ainda possa registrar qualquer eventualidade que se passe no canal.

3 CANAL DE ÁGUA RECIRCULANTE

3.1 Cuidados básicos

Seguem abaixo alguns cuidados básicos sobre o canal:

- Não ligue a bomba de forma brusca. Sempre inicie o canal com uma baixa tensão e então suba lentamente a velocidade de rotação da bomba.
- Da mesma forma evite desligar a bomba bruscamente, diminua a rotação da bomba lentamente antes de desligá-la. Ao rodar uma corrida, a bomba retorna a uma velocidade de offset próxima a 60 rpm. A bomba pode ser desligada nesta velocidade.
- Evite trabalhar sobre o canal com a bomba ligada para evitar que qualquer peça, ferramenta ou parafuso caia sobre o canal e seja transportada pela corrente, vindo a danificar o canal
- Caso trabalhe com peças ou estruturas pesadas sobre o canal, coloque as mantas de neoprene sobre a água para evitar que algo caia sobre o vidro do fundo do canal.

3.2 Ligando e desligando o canal

Quando a bomba do canal estiver desligada a palavra STOP estará piscando no controlador da bomba, vide figura

Para ligar a bomba pressione o botão verde RUN. Para desligar a bomba pressione o botão vermelho STOP.

CUIDADO: Antes de ligar a bomba certifique-se de que o potenciômetro esteja virado para a esquerda, tal como indica a figura, ou que a tensão programada no computador não seja alta. Evite ligar a bomba bruscamente.



Figura 3.1: Bomba desligada

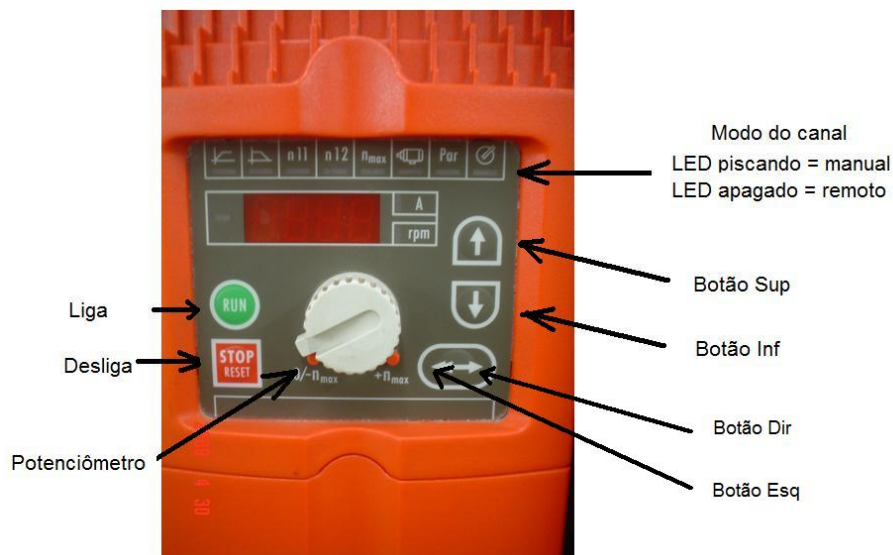


Figura 3.2: Controle do canal

3.3 Modo remoto/ Modo manual

O modo remoto de operação do canal é aquele pelo qual o canal é controlado pelo computador, através do software LabView. A maioria das interfaces já elaboradas de LabView possuem uma área destinada à ensaios com controle remoto.

Para saber se o canal está no modo remoto, repare se o LED superior direito da figura 3.2 está apagado ou piscando.

Caso o LED esteja apagado o canal estará no modo remoto. Caso o LED esteja piscando ele estará no modo manual.

Para mudar do modo potenciômetro para o modo remoto

3.4 Drenagem do canal

Para drenar o canal siga o seguinte procedimento:

1. Certifique-se que a bomba esteja desligada.
2. No final da plataforma, próximo a base elástica de um grau de liberdade, há uma válvula que controla a quantidade de água no canal. Esta válvula deve estar, inicialmente, na posição FECHAR, tal como ilustra a figura 3.3.

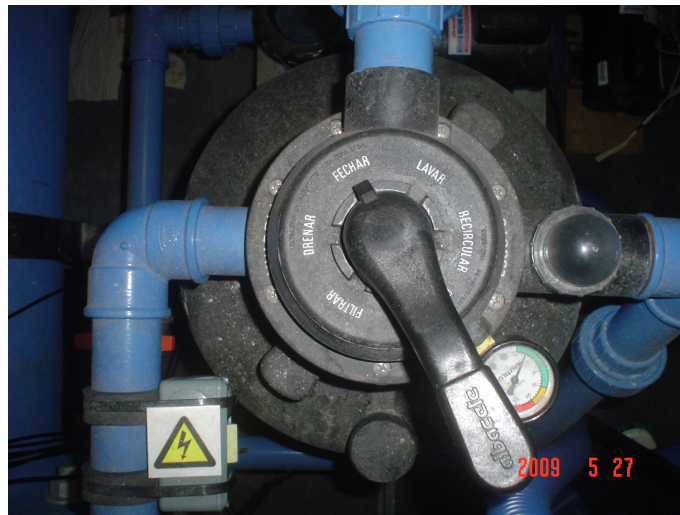


Figura 3.3: Posição da válvula para drenagem do canal

Vire a chave para a posição DRENAR e então ative o interruptor ao lado.

3. A velocidade média de drenagem do canal é de 20mm por minuto, logo não saia do laboratório enquanto o processo de drenagem estiver ocorrendo.
4. Quando o canal atingir o nível desejado, desligue o interruptor e retorne a chave da válvula para a posição FECHAR.

3.5 Enchimento do canal

Para elevar o nível de água do canal siga os seguintes passos:

1. Certifique-se que a bomba do canal esteja desligada.



Figura 3.4: (a) Válvula de enchimento do canal (b) detalhe da válvula

2. Vire a chave da válvula indicada na figura 3.4.
3. Não saia do canal até que o processo de enchimento tenha sido concluído, evite transbordamentos. Quando o canal estiver no nível desejado, retorne a válvula indicada na figura 3.4 para a posição inicial.

3.6 Filtrando a água do canal

Para filtrar a água do canal:

1. Posicione a válvula na posição FILTRAR, tal como indicado na figura 3.5.
2. Ligue o interruptor posicionado ao lado da válvula
3. Ligue o canal. Utilizar 150 rpms para a bomba.
4. Aguarde
5. Terminada a filtração, desligue a bomba. Quando a vazão for nula desligue o interruptor e retorne a válvula da figura 3.5 para a posição FECHAR.

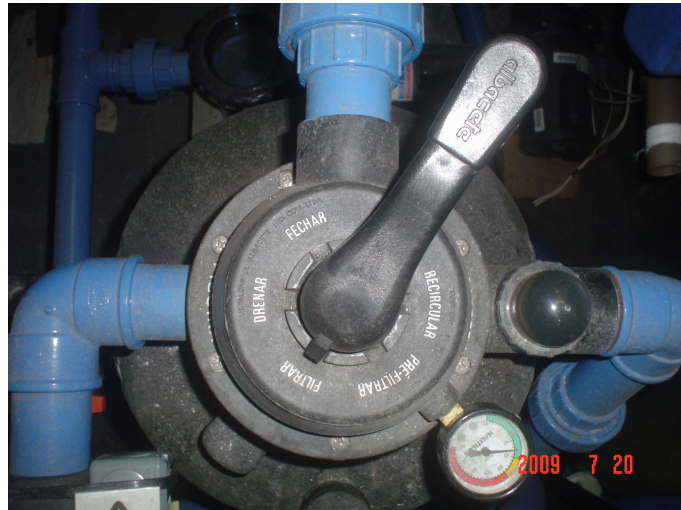


Figura 3.5: Posição da válvula para filtragem da água do canal

4 BASE ELÁSTICA DE 1 GRAU DE LIBERDADE

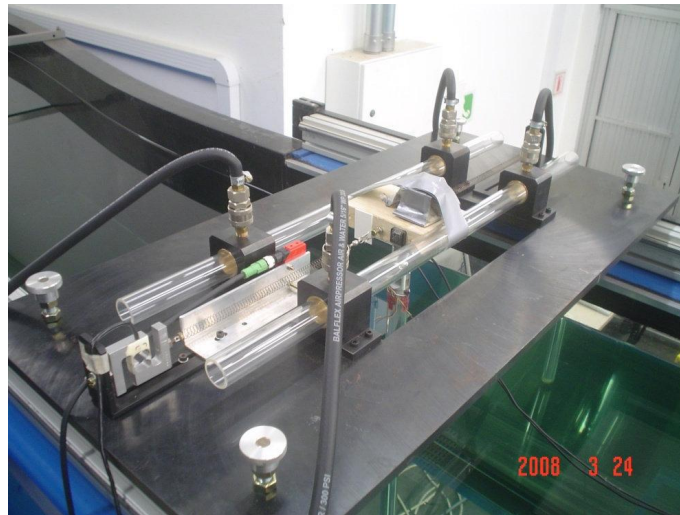


Figura 4.1: Base elástica com um grau de liberdade

4.1 Cuidados iniciais

- Não desloque a base sem que os mancais a ar estejam ligados, pois isso pode riscar as guias.
- Cuidado com a massa suspensa na base. Massas grandes podem engripar as guias, travando seu movimento.

4.2 Preparando a base para ensaios

Os passos para utilizar a base elástica são:

- ligar o compressor
- ligar o secador
- abrir válvula



Figura 4.2: Chave do compressor

Para ligar o compressor, ative a chave ilustrada na figura 4.2.

Após ativar o compressor ligue o secador de ar. O secador está ilustrado na figura 4.3(a) e é ativado pela chave mostrada no detalhe 4.3(b). Enquanto o secador estiver ligado, a lâmpada vermelha indicada no detalhe estará acesa.



(a)



(b)

Figura 4.3: (a) Secador (b) chave de ativamento

Para ativar os mancais a ar da base abra a alavanca ilustrada na figura 4.4(a). A situação ilustrada no detalhe 4.4(b) significa que a válvula está fechada. Sua posição aberta é na vertical.



(a)



(b)

Figura 4.4: (a) Válvula para ativar os mancais a ar (b) detalhe da chave

5 INSTALAÇÃO DE SENSORES

5.1 Sistema de aquisição

A figura 5.1 ilustra a bancada onde o sistema de aquisição, a fonte de tensão para a treina laser e o computador utilizado nos ensaios estão posicionados.



Figura 5.1: Módulo de aquisição National, fonte de tensão para treina laser e estabilizador

5.1.1 LabView

As configurações necessárias para implementar os sensores no software LabView são apresentadas na figura 5.2. As configurações indicadas nesta figura são para a célula de carga PME1, mas nesta seção servem como exemplo.

Para acessar esta janela ilustrada na figura 5.2 abra a interface do LabView a ser usada no ensaio, vá para o *Diagrama de Blocos*, apresentado na figura 5.3, e abra o ícone *DAQ assistant*.

Na janela que irá aparecer faça a instalação do sensor conforme os dados pertinentes ao

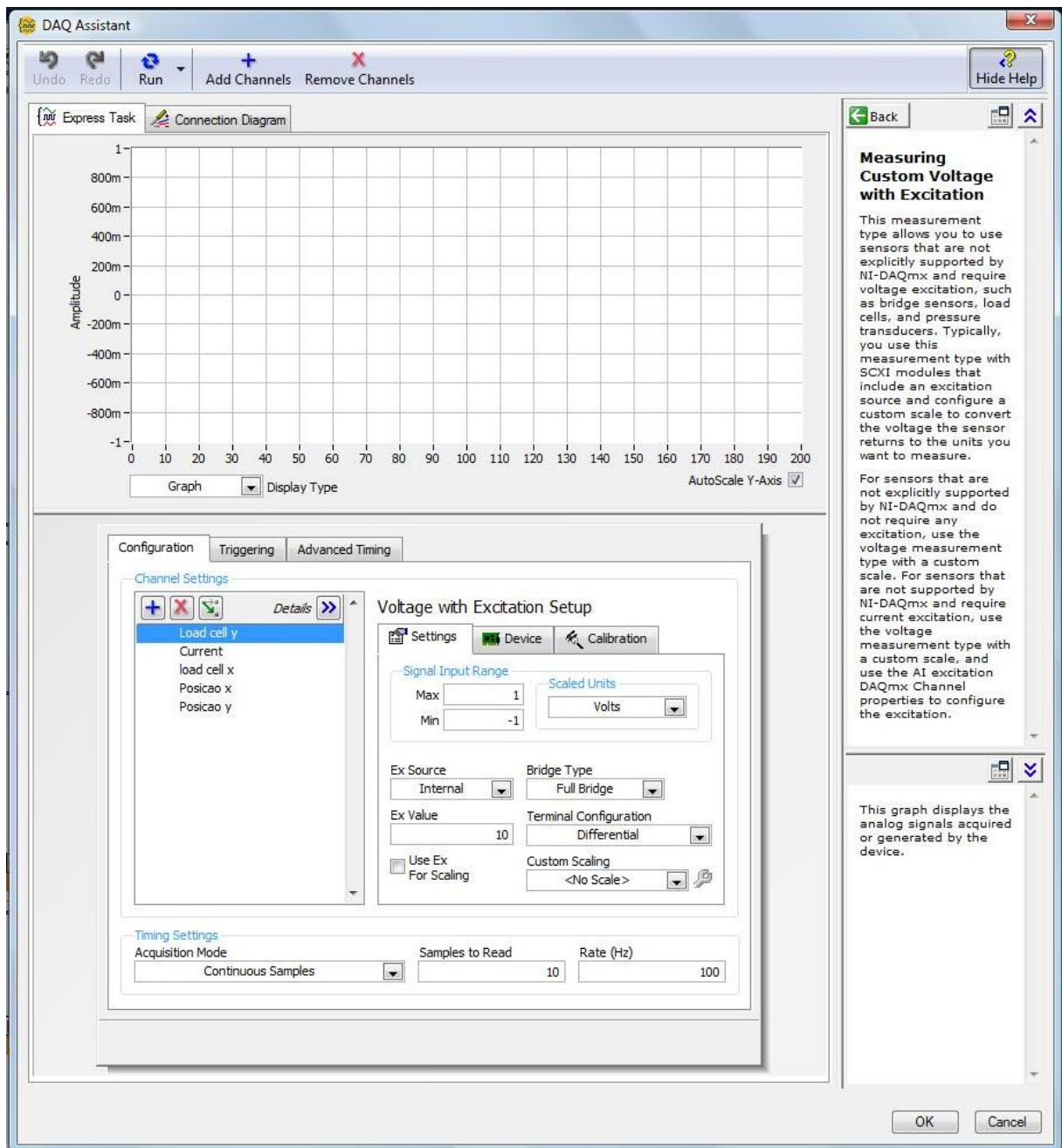


Figura 5.2: Configuração da célula de carga PME1 no software LabView

sensor a ser utilizado. Para mudar de canal de aquisição clique na seta verde dentro do quadro *Channel Settings*. A janela indicada na figura 5.4 irá aparecer. Nesta janela selecione o canal no qual o sensor foi instalado.

5.2 Célula de carga PME1

A figura 5.5 ilustra a célula de carga PME1. Seu fundo de escala é de 10N.

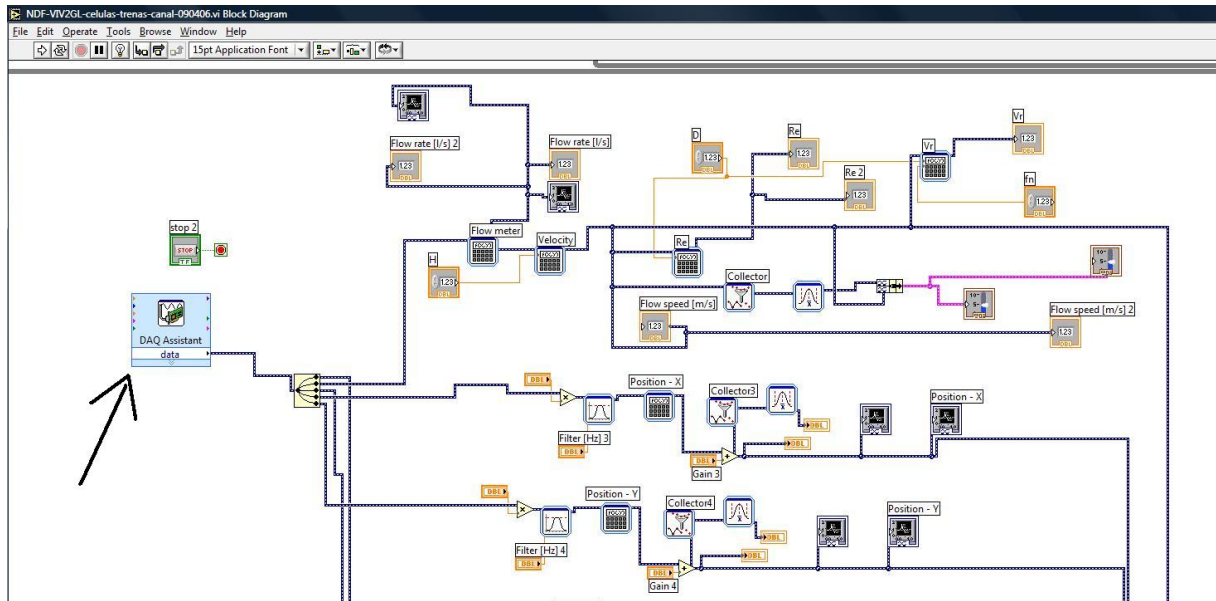


Figura 5.3: Diagrama de Blocos do software LabView

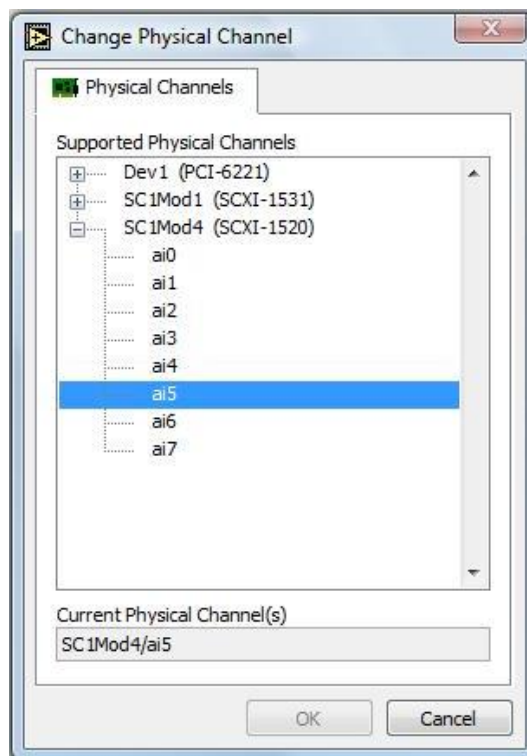


Figura 5.4: Janela para mudança de canal de aquisição

5.2.1 Instalação no sistema de aquisição

A fiação original do sensor era curta e uma extensão foi soldada. Para instalar a célula de carga no módulo de aquisição faça os seguintes encaixes, referentes a cor dos fios com a posição no módulo.

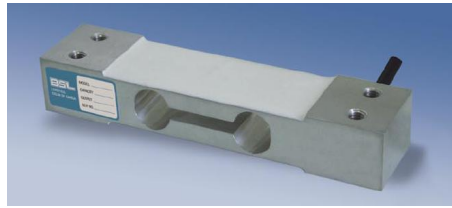


Figura 5.5: Célula de carga PME1

Tabela 5.1: Instalação física da célula de carga PME1

cor do fio	encaixe
marrom	P-
vermelho	P+
amarelo	S+
laranja	S-

5.2.2 Configuração no software LabView

As configurações de instalação da célula de carga PME1 foram apresentadas na figura 5.7.

5.3 Trena laser ODSL-8

A figura 5.6 apresenta a trena laser ODSL-8. Note que este sensor possui dois LEDs, um verde e um amarelo. Quando a trena estiver ligada ambos os LEDs deverão estar acesos. Caso o LED amarelo esteja apagado significa que o alvo do sensor está muito próximo ou muito distante da fonte do feixe laser, logo o sensor não será capaz de medir o deslocamento do alvo. Certifique-se que para todo o ensaio o alvo não ultrapasse os limites de medição da trena.



Figura 5.6: Trena laser ODSL-8

5.3.1 Instalação no sistema de aquisição

Para a trena laser ODSL-8, além de instalá-la no sistema de aquisição, é preciso ligá-la à fonte de tensão posicionada ao lado do sistema de aquisição. A tensão de alimentação da fonte deve ser ajustada para 23,4V. Existem 3 unidades deste sensor no laboratório. Seus cabos possuem numeração de 1 a 3 para facilitar a identificação. Os terminais dos três cabos estão na bancada do computador. A ligação no sistema de aquisição é dada na tabela 5.4. Ligue também a alimentação da trena na fonte de tensão.

Tabela 5.2: Instalação física da trena laser ODSL-8

cor do fio	encaixe
vermelho	S-
azul	S+

5.3.2 Configuração no software LabView

Na seção 5.2.2 o procedimento de instalação no software LabView é apresentado com mais detalhe. Aqui serão apresentadas apenas as configurações para o sensor ODSL8. A figura 5.7 apresenta estas configurações.

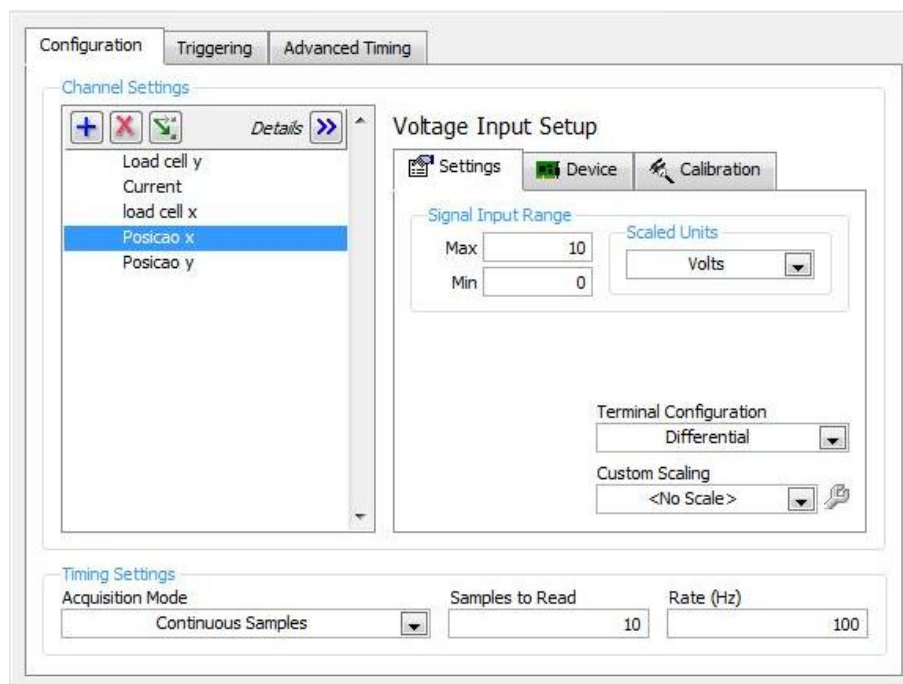


Figura 5.7: Instalação da trena laser ODSL-8 no software LabView

5.4 Controle da bomba do canal

5.4.1 Instalação no sistema de aquisição

A figura 5.8 indica a instalação de duas trenas laser e do controle da bomba no módulo de aquisição National.

Tabela 5.3: Instalação física do controle da bomba

cor do fio	encaixe
branco	S+
sem capa	S-

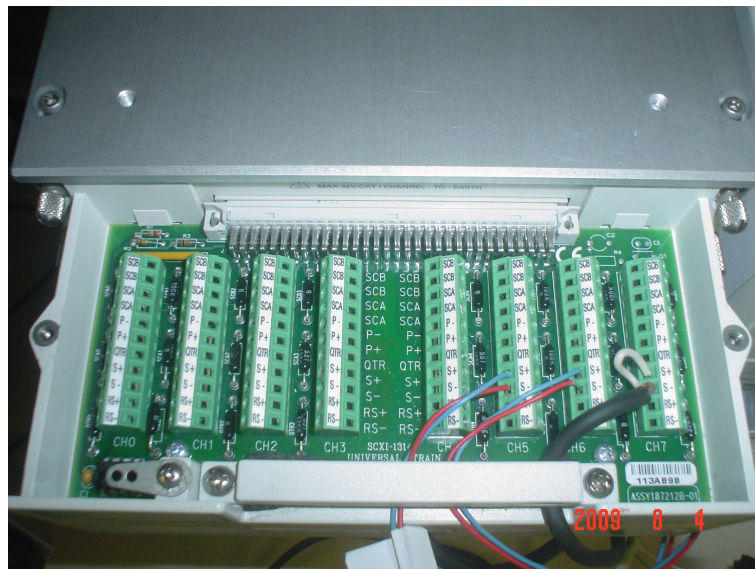


Figura 5.8: Módulo de aquisição National. Nesta foto tem-se duas trenas ópticas e o controle do canal instalados.

5.4.2 Configuração no software LabView

5.5 Anemômetro

Para instalar o anemômetro é preciso montar o seu sistema de aquisição, ilustrado na figura 5.10.

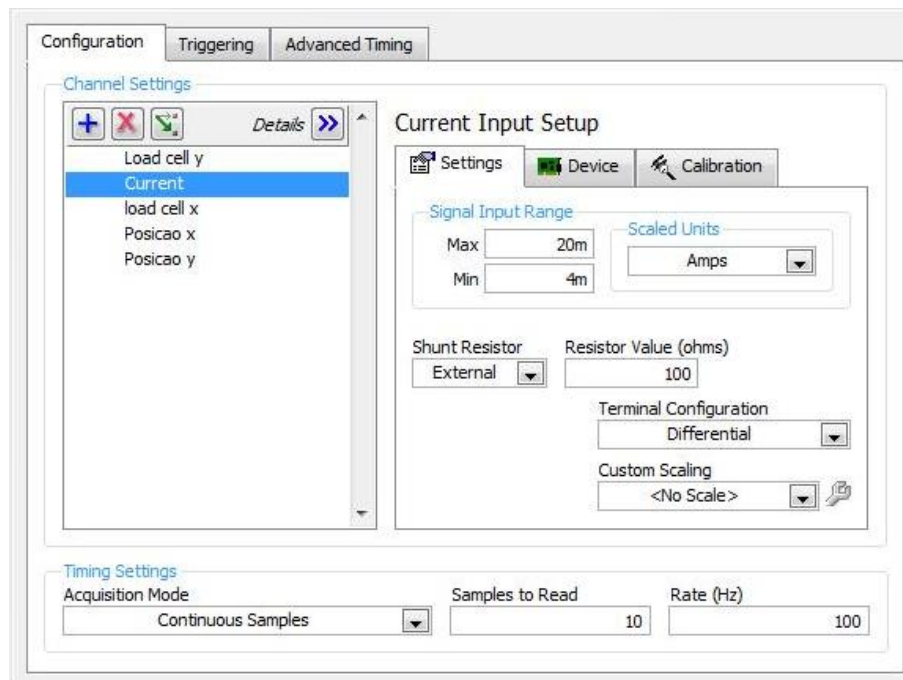


Figura 5.9: Instalação do controle da bomba software LabView



Figura 5.10: Sistema de aquisição do anemômetro

5.5.1 Instalação no sistema de aquisição

Para conectar o sistema de aquisição do anemômetro com o sistema de aquisição da National utilize o adaptador de cabo coaxial para dos fios. Instale-os da seguinte maneira.

Ligue o sistema de aquisição do anemômetro na tomada.

Tabela 5.4: Instalação do sistema de aquisição do anemômetro no sistema de aquisição National

cor do fio	encaixe
branco	P+
verde	P+

5.5.2 Configuração no software LabView

Para instalar o anemômetro no software LabView utilize as configurações indicadas na figura 5.11.

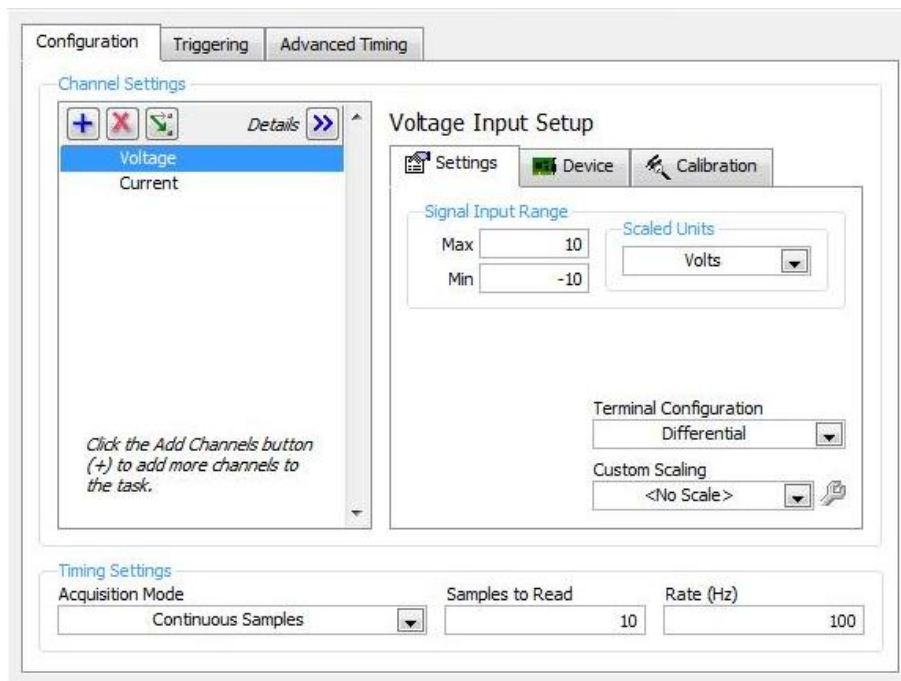


Figura 5.11: Instalação do anemômetro no software LabView

5.6 Acelerômetro

5.6.1 Instalação no sistema de aquisição

Para instalar a célula de carga no módulo de aquisição faça os seguintes encaixes, apresentados na tabela 5.5, referentes a cor dos fios com a posição no módulo.

Tabela 5.5: Instalação física do acelerômetro

cor do fio	encaixe
laranja	S-
branco	S+
vermelho	P+
preto	P+

5.6.2 Configuração no software LabView

Para instalar o acelerômetro no software LabView utilize as configurações indicadas na figura 5.12.

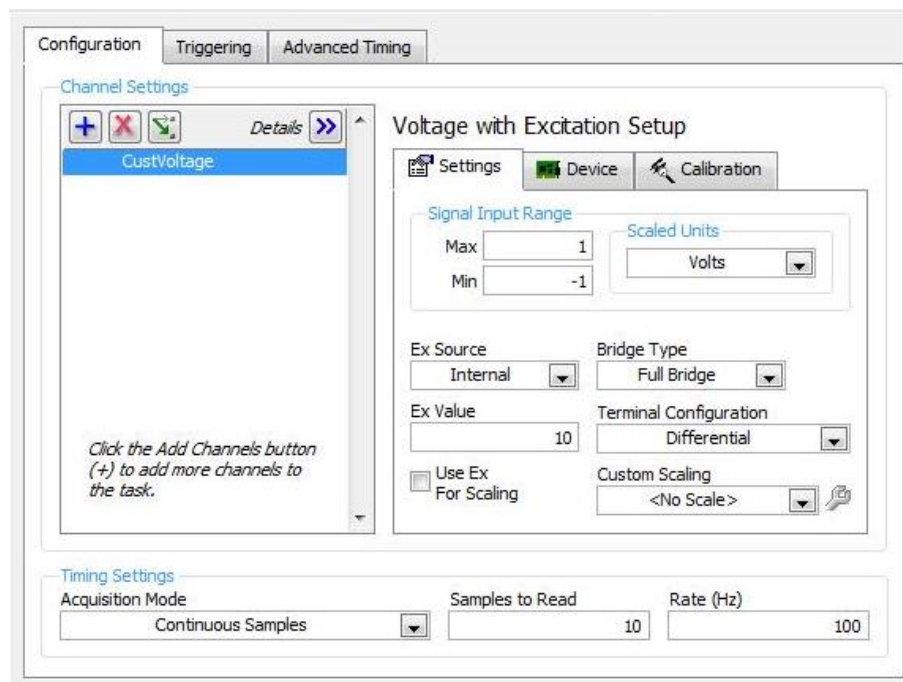


Figura 5.12: Instalação do acelerômetro no software LabView

6 VISUALIZAÇÃO

6.1 Visualização com sistema PIV

6.1.1 Ligando sistema

Para utilizar o sistema PIV siga o seguinte procedimento.

- Puxe os botões ilustradas na figura 6.1. Elas ativam os capacitores do laser.



Figura 6.1: Botões de ativação dos capacitores do laser

- Vire as chaves, ilustradas na figura 6.2. Estas chaves estão posicionadas do outro lado das ala do gabinete do laser.
- Ligue as câmeras. Para isso ative os módulos azuis sobre a mesa.
- Tire as tampas que protegem as lentes das câmeras.
- Ligue o computador



Figura 6.2: Chaves para ligar o sistema de refrigeração dos capacitores do laser



(a)



(b)

Figura 6.3: Travas de segurança do canhão laser (a) superior (b) frontal

- Solte as travas do laser. Existe uma trava superior e uma trava frontal em cada canhão.
- Acenda as luzes de emergência! Sempre que o laser for utilizado estas luzes devem estar acessas para evitar que pessoas entrem no laboratório. A potência do laser é muito alta e pode cegar!
- Caso já haja partículas na água, ligue o canal e passe o rodo no fundo deste para levantar as partículas que decantaram.
- O software utilizado nos ensaios é o *DAVIS*.

APÊNDICE C - ARTIGO TÉCNICO

DEVELOPMENT OF AN ELASTIC BASE WITH TWO DEGREES OF FREEDOM FOR VIV STUDIES

Cesar Monzu Freire, cesar.freire@poli.usp.br

Ivan Korkischko, ivan.korkischko@poli.usp.br

NDF, Department of Mechanical Engineering, POLI, University of São Paulo, CEP 05508-900, São Paulo, SP, Brazil

Julio R. Meneghini, jmeneg@usp.br

NDF, Department of Mechanical Engineering, POLI, University of São Paulo, CEP 05508-900, São Paulo, SP, Brazil

Abstract. *Vortex shedding occurs when a cylinder is immersed in a fluid current. In some conditions, the alternate shedding of vortices can make the cylinder vibrate. This phenomenon is called Vortex-Induced Vibrations (VIV). VIV is very important in some particular engineering areas, such as the offshore industry. A great amount of papers analyzed VIV in one degree of freedom, in which the cylinder is free to oscillate in the transverse direction to the flow. The influence of the motion in-line with the flow remains not entirely known. Having as target to increase knowledge about the VIV phenomenon with two degrees of freedom, an elastic base was developed and installed in the water channel facility at the Fluid & Dynamics Research Group (NDF). The design of this base and the first results are shown in this paper. Two different designs are analyzed. The first one uses flexible cables and the other one a rigid beam. To articulate the rigid beam a link ball and a Cardan joint were tested. The implemented base uses the Cardan joint and has low values of mass and structural damping.*

Keywords: *vortex shedding, vortex-induced vibrations, structural damping, experimental fluid dynamics*

1. INTRODUCTION

This paper will present the main project parameters of an elastic base. It is very important to design such equipment with versatility. In VIV studies a circular cylinder is immersed in an uniform current flow. As the velocity of the flow changes, the cylinder motion may change. Several papers analyzed the response of the cylinder when it could vibrate in one degree of freedom, transverse to the flow. The elastic base presented in this work gives the cylinder the possibility to oscillate in two degrees of freedom.

The cylinder is mounted in the elastic base. The mechanical parameters of the base defines how the cylinder will respond to the current in which is immersed. The mass, natural frequency and structural damping are the most important parameters of the base. To choose the materials to be used in this equipment, all these parameters were analyzed.

Jauvtis and Williamson (2003) studied VIV with two degrees of freedom. Their elastic base design used four cables to suspend an structure where the cylinder was mounted. Their conclusion was that the second degree of freedom did not affect the response obtained in one degree of freedom, so all the previous data obtained for VIV studies with just one degree of freedom were useful to understand the whole phenomenon. In this experimental study the mass coefficient m^* is close to 7. More about VIV studies are available in Williamson and Govardhan (2004).

The elastic base developed in the present work has the aim to reproduce the same kind of work developed by Jauvtis and Williamson (2003). Different conditions of mass coefficient, Reynolds number and external appendix on the cylinder will be tested. This paper focus on design of the elastic base. VIV results obtained with the developed equipment will be presented in further papers.

2. MATHEMATICAL MODEL

Several designs could be used to allow the cylinder to vibrate in two degrees of freedom. Each one has its own advantages and disadvantages. Two designs were analyzed to be used in the elastic base.

A very simple design is to use a pendulum with cables. This design has the advantage of having a very low oscillating mass, consisting mostly in the mass of the cylinder and some other auxiliar parts. The structural damping ζ has also a low value, because there are few points of contact between different parts, avoiding friction. The problem of this solution consists that to work appropriately the base needs high values of mass ratio ($m^* \gg 1$). The advantage of having low oscillating mass m becomes a disadvantage. The cables cannot resist to compression loads, so the base weight must be greater then the thrust force caused by the water. If $m^* < 1$ the cylinder will float.

Even if $m^* \approx 1$ the cylinder may rotate. To avoid these difficulties, m^* should be high. Jauvtis and Williamson (2003) used a similar elastic base. In that work, experiments were made using different values of m^* , starting with $m^* = 5$ and finishing at $m^* = 25$.

Another way to avoid the cylinder to float or to rotate is to use rigid cables or a beam. If the mass of this rigid element

Table 1. Symbols

Cylinder diameter	D
Natural frequency in water	f_N
Gravity acceleration	g
Mass ratio	$m^* = \frac{m}{\pi L_m D^2 \rho_w}$
Structural damping	$\zeta = \frac{c}{2\sqrt{k m}}$
Normalized velocity	$V_r = \frac{U_\infty}{f_N D}$
Normalized tip amplitude	$A^* = A/D$

represents a great part of the global mass of the base and depending on how the cylinder is mounted on it, it is important to consider the pendulum effect.

Occasionally, the pendulum effect could be used as the only source of restitution force. The natural frequency of a concentrated mass m oscillating in a L length pendulum is given by eq.(1) and the natural frequency of the same mass, oscillating with a spring is given by eq.(2).

$$f_{n-pendulum} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{L}} \tag{1}$$

$$f_{n-spring} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \tag{2}$$

Figures 1 and 2 show the ideas presented above. The design with rigid beam was selected because it allowed a light base, with small values of m^* . The motion of each base has its own characteristics. The "four cables" base has a translation movement and the articulated base has a rotational movement. In both designs the pendular and the elastic spring effects are important for the base mechanical behavior.

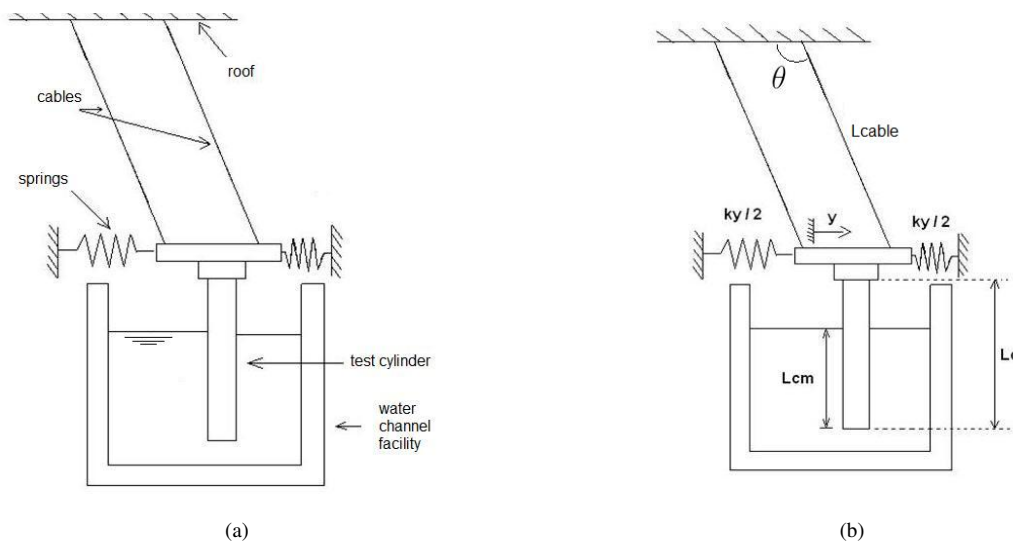


Figure 1. Four cables design base

The eq.(3) and eq.(4) shows the estimative of the natural frequency of each design.

$$f_N^{4\ cables} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_y}{m_t + m_w} + \frac{(m^* - C_w)}{(m^* + C_w)} \frac{g}{L_{cabo}}} \tag{3}$$

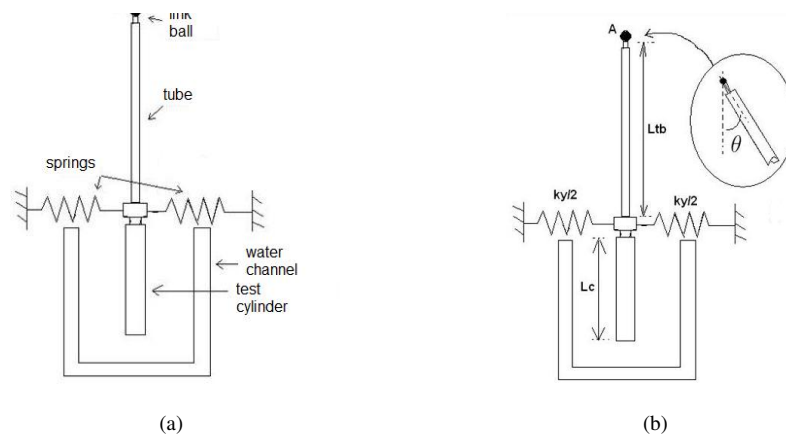


Figure 2. Articulated design base

$$f_N^{articulated} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{(J + J_w)} \left[m_{tb} \frac{L_{tb}}{2} + m_{cab} L_{tb} + (m_c - m_d) \left(L_{tb} + \frac{L_c}{2} \right) \right] + \frac{k_y L_{tb}^2}{(J + J_w)}} \quad (4)$$

In eq.(4), J and J_w represents the moment of inertia of the whole elastic base and the moment of inertia of the displaced water.

As it was mentioned before, the "four cables" design requires high values of m^* . The design selected was the articulated base. The articulation was first made using a link ball, presented in figure 3(a). With this kind of link the elastic base had a high value damping coefficient ($\zeta = 0.06$).

One of the aims of the elastic base was to have a low ζ value. An idea to reduce this coefficient is to avoid friction between parts, so a Cardan joint using ball bearings, as shown in figure 3(b), was designed and implemented. This modification caused the reduction of the damping coefficient to a very low value $\zeta = 0.002$.

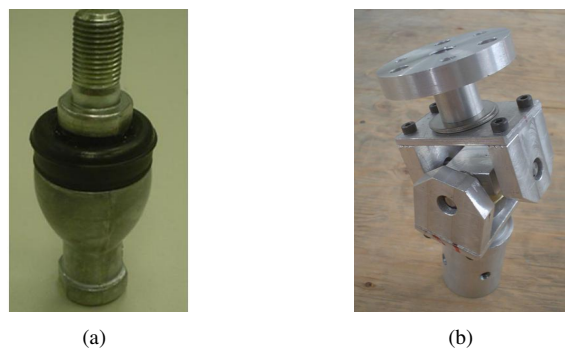


Figure 3. (a) Link ball (b) Cardan joint

3. COMPONENTS AND MATERIALS

The elastic base was made using three principal materials. Most of the parts were made of aluminium, while some of the parts were made of acrylic. The beam/tube used as a pendulum is made of titanium.

There are some basic functions in the pendular elastic base. These functions can be itemized by:

- Fixation in the laboratory's roof
- Articulation
- Connections
- Pendulum
- End gap tuning
- Laser targets

- Spring connection

The fixation in the roof is made by the part shown in the figure 4(a). The articulation, as mentioned above, is made by the Cardan joint. The higher connection part is shown in the figure 4(b). This part connects the titanium tube used as a pendulum to the Cardan joint.

Figures 4(d) and 4(c) illustrates the parts responsible to fix the test cylinder in the titanium tube. The part shown in the picture 4(c) can be positioned in a way to minimize the gap existente between the end of the test cylinder and the water channel ground. It is very importante to control the gap because in this region the tip vortex can introduce some tridimensionalities in the flow.

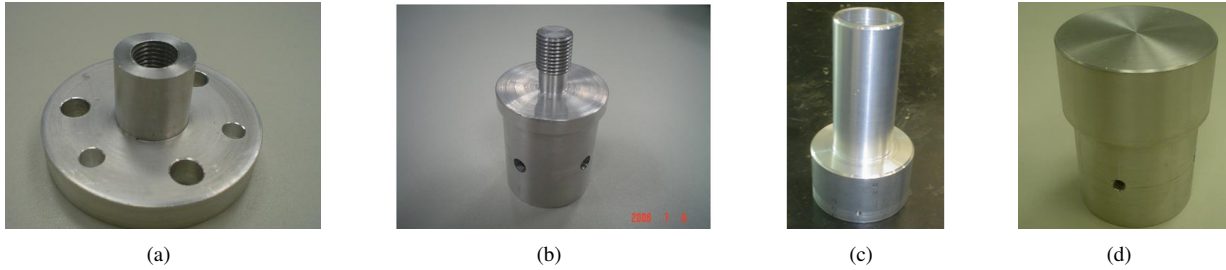


Figure 4. Aluminium parts of the elastic base

Figures 5(a), 5(b) and 5(c) illustrates the acrylic parts of the elastic base. The first one shows the target where the laser sensor are pointed. The second one is used to fix the conector shown in the figure 4(c). This ring is outside the titanium tube and uses a screw that pass through a hole in the tube to fix the conector. The third image shows the spring conector. As it is possible to see in the figure, the conector has four groups of three holes. Each group will receive one or two springs. For one spring the middle hole is used, and for two springs, the first and the third are used.

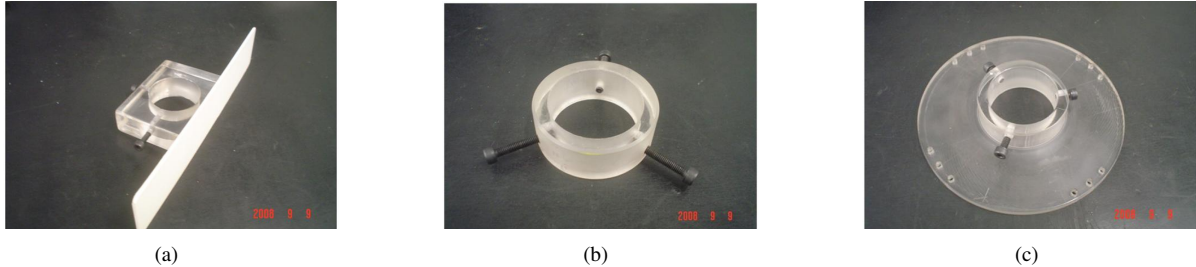


Figure 5. Acrylic parts of the elastic base

4. DETERMINING THE SPRINGS LENGTH

The reduced velocity V_r is defined as a function of the natural frequency of the elastic base where the cylinder is mounted. In bases with just one degree of freedom, it is easy to measure and control this frequency, because it is given by the frequency of a spring-mass system, see eq.(2).

In the developed base, the second degree of freedom creates a non-linearity. To simplify the problem the pendulum effect influence is ignored. Considering that the base consists in four springs arranged like the figure 6, the equivalent spring coefficient in one of the principal directions x and y is given by eq.(5).

$$k_{y-eq} = \frac{F_{1y} - F_{2y} - F_{3y} - F_{4y}}{y} \quad (5)$$

In the equation below F_{iy} represents the F_i component in the direction y . These forces are given in the next equations.

$$F_{1y} = k_y \frac{L_{my} - y}{\sqrt{(L_{my} - y)^2 + x^2}} \left(\sqrt{(L_{my} - y)^2 + x^2} - L_{my} \right) \quad (6)$$

$$F_{2y} = k_x \frac{y}{\sqrt{(L_{mx} - x)^2 + y^2}} \left(\sqrt{(L_{mx} - x)^2 + y^2} - L_{mx} \right) \quad (7)$$

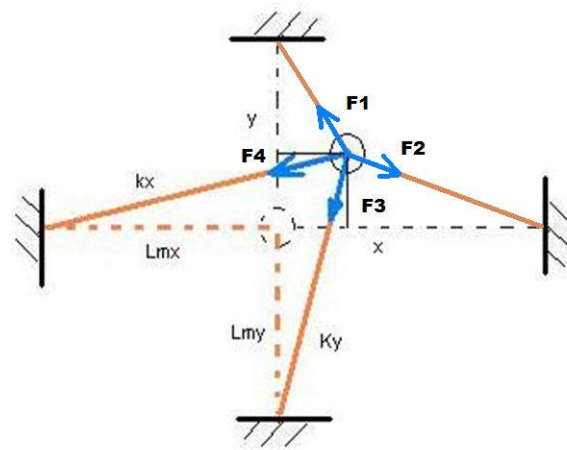


Figure 6. Spring error analysis scheme

$$F_{3y} = k_y \frac{L_{my} + y}{\sqrt{(L_{my} - y)^2 + x^2}} \left(\sqrt{(L_{my} + y)^2 + x^2} - L_{my} \right) \quad (8)$$

$$F_{4y} = k_x \frac{y}{\sqrt{(L_{mx} + x)^2 + y^2}} \left(\sqrt{(L_{mx} + x)^2 + y^2} - L_{mx} \right) \quad (9)$$

It is very important to avoid the non-linearity presented in the equations shown above. As we can see in these equations, if the initial lengths were infinity, the forces caused in the direction y by the springs positioned in the direction x vanish. In this case each direction would move independently one from the other. If the size of the initial lengths were small, by the same order of the displacements x and y , then the forces caused in one direction by the springs in the other direction would have the same order. That nonlinearity could make the natural frequency vary during the test, for each position (x, y) .

Plotting the error of the spring coefficient, defined by the eq.(10), it is possible to determine one acceptable value for L_{mx} and L_{my} .

$$Error_{spring} = \frac{k_y - (k_{y-eq})}{k_{y-eq}} 100\% \quad (10)$$

Figure 7 shows the error caused by the nonlinearity. Considering acceptable a 2% error, the springs must have at least 40cm length.

5. EXPERIMENTAL ARRANGEMENTS

The elastic base developed in this paper is installed at the NDF water channel facility, shown in the figure 8(b). This channel can operate at good quality and well controlled flow at velocities up to 0.7m/s with average turbulence intensity lower than 2%, and the follow dimensions: height: $h_c = 0.9m$, width $w_c = 0.7m$ and length $l_c = 7.5m$. More information about the water channel are available in Ássi (2005). The position measurement instrument is a laser optic sensor LEUZE (ODSL 8/V4 model). The force measurements instrument is a BSL (PME1 model) load cell.

In the experiments, the flow velocity varied from zero to 0.3m/s. The velocity is varied, and after 120 seconds, a 180-second measurement signal is obtained. The two minutes between each measurement are very important to avoid transient effects caused by the variation of the velocity of the channel U_∞ . In the experiments U_∞ is kept constant.

The same experiment must be realized twice. First the velocity is increased and thereafter the velocity is decreased. The objective of these two experiments is to investigate the hysteresis effect existent in the VIV phenomenon.

The load cells are mounted on the fixed end of the springs, as shown in the figure 8(a). The force measured this way is not the hydrodynamic forces F_y^w directly. The force applied on the load cell is the spring restoration term $k_y y$. The hydrodynamic forces can be obtained by eq.(11).

$$m \ddot{y} + c \dot{y} + k_y y = F_y^w \quad (11)$$

In eq.(11) the damping term $c \dot{y}$ can be ignored because the value of the damping coefficient $\zeta = c/2\sqrt{k m}$ is very low, $\zeta = 0.002$. The inertia term $m \ddot{y}$, can be measured with an accelerometer, or by numerical differentiation of the data

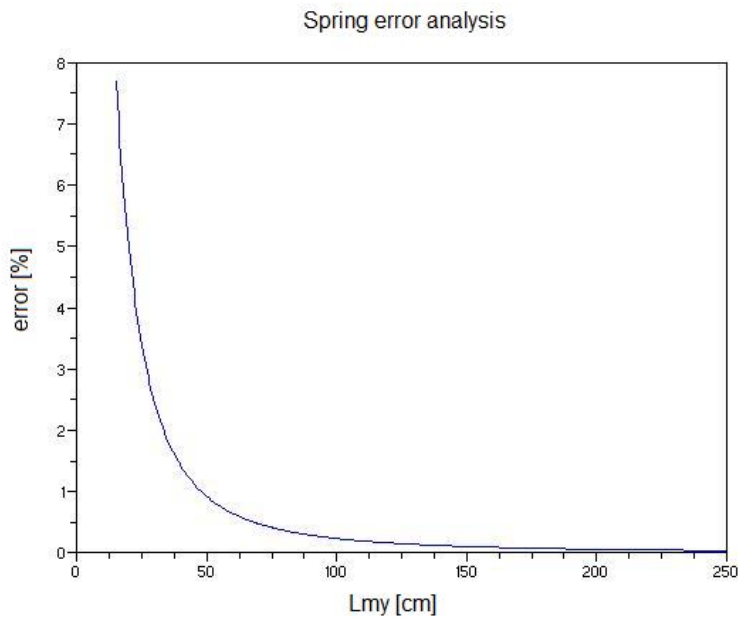
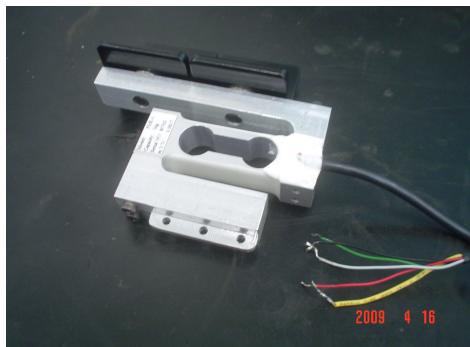


Figure 7. Spring error evaluation



(a)



(b)

Figure 8. (a) Force measurement sensor (b) NDF water channel facility

obtained with the optic position sensor. Numerically, the relation between a second derivative of a signal $\frac{d^2 f}{dx^2}|_i$ and the signal $f(i)$ can be given by the eq.(12).

$$\frac{d^2 f}{dx^2}|_i = \frac{f(i+1) - 2f(i) + f(i-1)}{(\Delta x)^2} \quad (12)$$

6. RESULTS AND DISCUSSION

Several experiments were made using the elastic base developed in this paper. In this section the results of the free-decay test is presented.

A small displacement in the base is applied and then the base oscillates without external forces. Two kinds of free-decay tests can be used. In one of them there is no cylinder immersed. This test is called air free-decay. In the other one, the cylinder is mounted in the elastic base, and it is called water free-decay.

In the air free-decay, the cylinder mass is added in the elastic base, so the total mass remains the same. Without the cylinder, there is no water influence, so the damping measured is only the structural damping of the elastic base.

The water-free-decay is not used to define the damping coefficient of the system because the hydrodynamic damping is very high, when compared to the structural damping. This test is important to measure the natural frequency of the system in water. This value is very important, as it is used to calculate the reduced velocity V_r .

To obtain the damping coefficient, the maximum value of each oscillation is compared, as shown in eq.(13).

$$\frac{2\pi\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}} = \frac{1}{n} \ln\left(\frac{Y_i}{Y_{i+n}}\right) \quad (13)$$

For low values of ζ , eq.(13), can be simplified to eq.(14).

$$\zeta = \frac{1}{2\pi n} \ln\left(\frac{Y_i}{Y_{i+n}}\right) \quad (14)$$

In the equations above, n is the number of oscillations used in the analysis. Y_i is the value of the maximum displacement in the i -th oscillation, and Y_{i+n} is the maximum displacement n oscillations after. More about the free-decay method can be found in Beards (1996). The natural frequency is obtained by taking the dominant frequency of a Fourier transform of the displacement signal.

Figures 9(a) and 9(b) show the free-decay results for the elastic base using the link ball and the Cardan joint. It can be seen the strong influence of the damp coefficient in the response of the elastic base. This result shows that the replacement of the link ball by the Cardan joint decreased enormously the structural damping coefficient.

7. CONCLUSION

The elastic base developed has low mass ($m_{min}^* = 1.46$) and very low structural damping coefficient ($\zeta \approx 0.002$). It allows experiments with different values of mass ratio and natural frequency. The base can be modified to operate in just one degree of freedom. The maximum reduced velocity obtained with this base is close to 40. Figure 10 shows the elastic base developed. This equipment is ready to be used in VIV studies with one or two degrees of freedom.

8. ACKNOWLEDGEMENTS

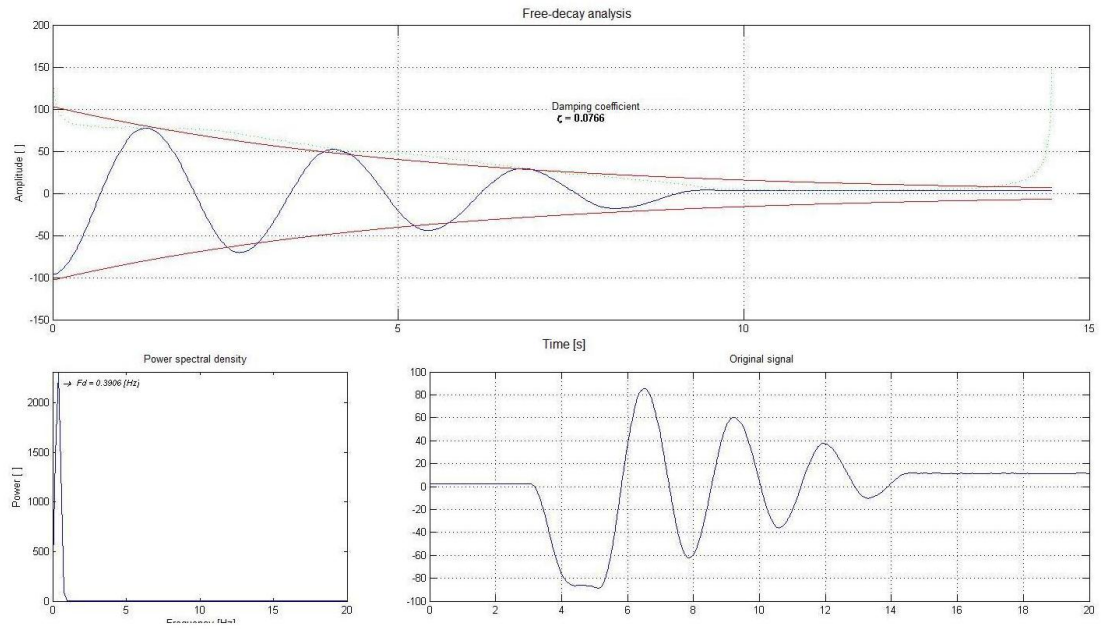
The authors wish to acknowledge the financial support of FAPESP, Petrobras and FINEP and the technical work related to the parts manufacture carried out by Douglas Silva. The authors also acknowledge the useful comments and suggestions given by Guilherme Rosa Franzini.

9. REFERENCES

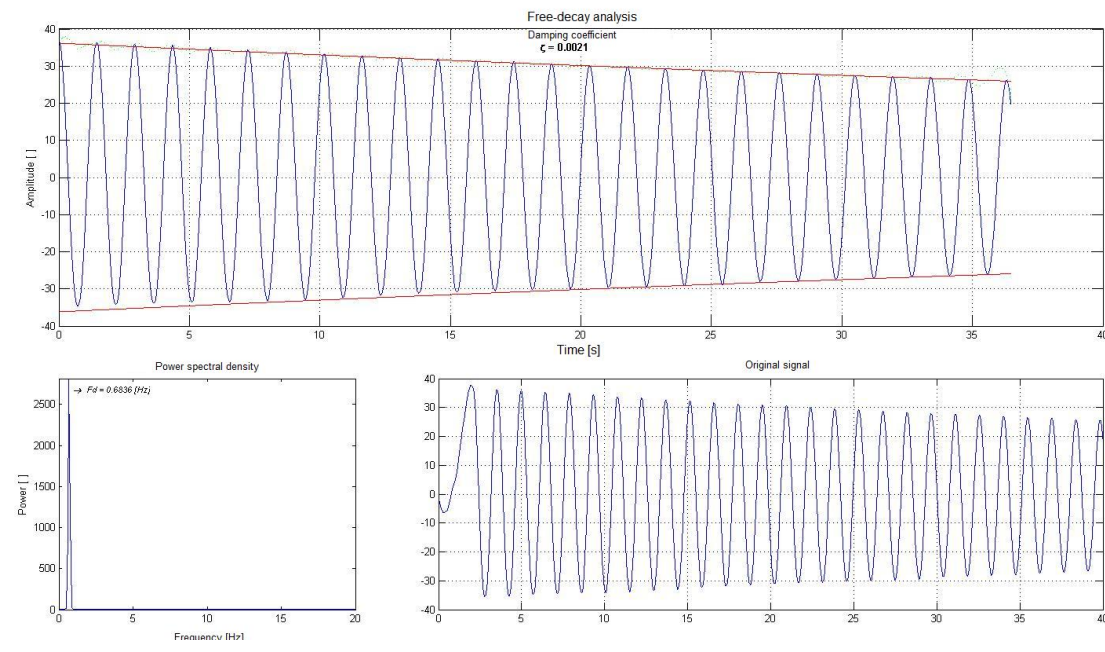
- Beards, C. F., 1996, "Structural vibrations: analysis and dampin", Arnold.
- Jauvtis, N., Williamson, C. H. K., 2003, "Vortex-induced vibration of a cylinder with two degrees of freedom", *Journal of Fluids and Structures* 17, 1035–1042.
- Ássi, G. R. S., 2005, "Estudo experimental do efeito de interferência no escoamento ao redor de cilindros alinhados", Master's thesis, EPUSP, São Paulo.
- Williamson, C. H. K., Govardhan, R., 2004, "Vortex-induced vibrations", *Ann. Rev. Fluid Mech.* 36, 413–455.

10. Responsibility notice

The authors are the only responsables for the printed material included in this paper.



(a)



(b)

Figure 9. Free-decay result using (a) link ball (b) Cardan joint



Figure 10. Elastic base developed