

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL

INSTITUTO DE PESQUISAS HIDRÁULICAS

**ESTUDO DE VIBRAÇÕES INDUZIDAS POR
VÓRTICES EM ESTRUTURAS CILÍNDRICAS
SUBMETIDAS A ESCOAMENTO PERMANENTE**

ANDRÉ LOEBLEIN KAERCHER

ORIENTADOR:

PROF. LUIZ AUGUSTO MAGALHÃES ENDRES

PORTO ALEGRE, MAIO DE 2007

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL

INSTITUTO DE PESQUISAS HIDRÁULICAS

**ESTUDO DE VIBRAÇÕES INDUZIDAS POR VÓRTICES EM
ESTRUTURAS CILÍNDRICAS SUBMETIDAS A ESCOAMENTO
PERMANENTE**

ANDRÉ LOEBLEIN KAERCHER

*Dissertação submetida ao Programa de Pós-graduação em Recursos Hídricos e
Saneamento Ambiental da Universidade Federal do Rio Grande do Sul como
requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Recursos Hídricos e
Saneamento Ambiental*

ORIENTADOR:

PROF. LUIZ AUGUSTO MAGALHÃES ENDRES

BANCA EXAMINADORA:

PROF. DR. JÚLIO ROMANO MENEGHINI

DEPTO. DE ENG. MECÂNICA/USP

PROF. DR. MARCELO GIULIAN MARQUES

IPH/UFRGS

PROF^a. DR^a. EDITH BEATRIZ CAMAÑO SCHETTINI

IPH/UFRGS

*Para o amor da minha vida,
Bárbara.*

AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer primeiramente aos meus pais, pelo constante incentivo e ajuda durante a faculdade e também durante o mestrado.

À Universidade Federal do Rio Grande do Sul - UFRGS, pelo ensino gratuito e de qualidade.

Ao Instituto de Pesquisas Hidráulicas - IPH.

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico - CNPq pelo suporte financeiro em forma de bolsa de mestrado durante boa parte do curso.

À Furnas Centrais Elétricas pelo financiamento da construção da instalação experimental utilizada.

Às pessoas que tornaram esse trabalho real, sem as quais tenho certeza que a realização desse trabalho não seria possível: ao meu orientador Prof. Luiz Endres, à técnica em Hidrologia Sabrina Minhos, pelo grande empenho e dedicação na realização de boa parte dos ensaios, ao Prof. Marcelo Marques pelo apoio prestado e a Bárbara Guedes pela correção do texto.

RESUMO

A ocorrência de vibrações induzidas pelo escoamento em estruturas hidráulicas é um fenômeno altamente indesejável, pois pode causar uma série de problemas de funcionamento, manutenção e em alguns casos pode ocasionar até mesmo o colapso da estrutura em questão. Apesar disso, esse aspecto ainda é considerado como um elemento secundário de projeto.

O estudo numérico desse fenômeno ainda é extremamente complexo, fazendo-se necessário o uso de modelos em escala reduzida das estruturas reais para a estimativa do comportamento dinâmico dessas estruturas. A modelagem do comportamento dinâmico de estruturas submetidas ao escoamento de água é denominada de modelagem hidroelástica.

Para a aplicação correta da modelagem hidroelástica é fundamental um entendimento profundo sobre os aspectos básicos dos fenômenos hidráulicos e mecânicos atuantes na estrutura.

O presente trabalho concentrou-se na investigação experimental de alguns aspectos básicos do fenômeno de vibrações induzidas por vórtices em estruturas cilíndricas, com o objetivo de ampliar a base de conhecimento existente sobre esse fenômeno e, dessa forma, contribuir para o aperfeiçoamento das técnicas de modelagem hidroelástica. Vale ressaltar que existem outros mecanismos de instabilidade causadores de vibrações, além do desprendimento de vórtices, que não foram abordados nesta dissertação.

Os aspectos básicos abordados neste trabalho foram os seguintes:

- Razão de Aspecto L/D – razão entre o comprimento do cilindro exposto ao escoamento e seu diâmetro;
- Parâmetro de massa-amortecimento $(m^*+C_A)\zeta$ – parâmetro adimensional formado pelo produto entre a massa da estrutura e seu amortecimento ζ .

Para a investigação experimental foram ensaiados cilindros rígidos elasticamente montados e pivotados na base, submetidos ao escoamento permanente de água em canal aberto, com dois graus de liberdade para oscilar. Apesar da liberdade para oscilar em duas direções, o presente trabalho concentrou-se apenas nas vibrações transversais à direção do escoamento. Os cilindros empregados possuem diferentes diâmetros, diferentes massas e dois tipos de molas para a fixação elástica. A variação desses parâmetros resultou em comportamentos oscilatórios diferentes, caracterizados através da medição das acelerações no topo do cilindro, que posteriormente foram convertidos em valores de deslocamento no topo do cilindro.

O comportamento oscilatório dos cilindros foi descrito através de curvas de amplitudes adimensionais A/D , ou seja, amplitude de oscilação dividida pelo diâmetro do cilindro, e curvas

de frequência adimensional f_d/f_{na} , ou seja, frequência de oscilação dominante (f_d) dividida pela frequência natural da estrutura na água (f_{na}).

Como principais resultados dessa investigação experimental pode-se ressaltar os seguintes pontos:

- O parâmetro $(m^*+C_A)\zeta$ não influencia de maneira significativa o comportamento oscilatório do sistema em termos de frequência adimensional (f_d/f_{na});
- Demonstrou-se a influência da razão de aspecto sobre as amplitudes máximas de oscilação, em conjunto com o uso do parâmetro $(m^*+C_A)\zeta$. As amplitudes máximas de oscilação sofreram redução com o aumento da razão de aspecto dos cilindros, para valores de L/D entre 6 e 20. O comportamento das amplitudes máximas de oscilação com relação ao parâmetro $(m^*+C_A)\zeta$ apresentou um comportamento mais complexo, dependendo da razão de aspecto ensaiada;
- Alguns ensaios colocam em dúvida a validade do uso do parâmetro $(m^*+C_A)\zeta$ para representar de forma combinada as variações do amortecimento estrutural e razão de massa, pelo menos para a configuração experimental adotada e valores de $(m^*+C_A)\zeta < 0,074$.

ABSTRACT

The occurrence of flow-induced vibrations in hydraulic structures is a highly undesirable phenomenon, because it can cause a series of operational and maintenance problems, and in some cases it can cause even the collapse of the structure. In spite of that, that aspect is still considered as a secondary element of project.

The numeric study of that phenomenon is still extremely complex, being done necessary the use of models in reduced scale of the real structures for the estimate of the dynamic behavior of those structures. The modeling of the dynamic behavior of structures submitted to the flow of water is denominated hydroelastic modeling.

For the correct application of the hydroelastic modeling it is fundamental a deep understanding on the basic aspects of the hydraulic and mechanical phenomena active in the structure.

The present work concentrated on the experimental investigation of some basic aspects of the phenomenon of vortex-induced vibrations in cylindrical structures, with the objective of enlarging the base of existent knowledge on that phenomenon and, in that way, to contribute for the improvement of the hydroelastic modeling techniques. It is worth to emphasize that there are other mechanisms of instability responsible for the vibrations, besides vortex-shedding, they were not approached in this dissertation.

The basic aspects approached in this work were the following ones:

- Aspect ratio L/D - ratio of the submerged cylinder length to its diameter;
- Mass-damping parameter $(m^*+C_A)\zeta$ – dimensionless parameter formed by the product between the mass of the structure and its structural damping ζ .

For the experimental investigation, pivoted rigid cylinders were elastically mounted, submitted to steady flow of water in an open channel, with two degrees of freedom to oscillate. The present work concentrated in the study of the vibrations perpendicular to the flow direction. The employed cylinders possess different diameters, different masses and two types of springs for the elastic fixation. The variation of those parameters resulted in different oscillatory behaviors, characterized through the measurement of the accelerations in the top of the cylinder, that later were converted in displacement values in the top of the cylinder.

The oscillatory behavior of the cylinders was described through curves of dimensionless amplitudes A/D , in other words, oscillation amplitude divided by the diameter of the cylinder, and curves of dimensionless frequency f_d/f_{na} , in other words, oscillating dominant frequency (f_d) divided by the natural frequency of the structure in the water (f_{na}).

As main results of that experimental investigation the following points can be emphasized:

- The parameter $(m^*+C_A)\zeta$ does not influence in a significant way the oscillatory behavior of the system in terms of dimensionless frequency (f_d/f_{na});
- The influence of the aspect ratio was demonstrated on the dimensionless amplitude of oscillation, together with the use of the parameter $(m^*+C_A)\zeta$. The maximum amplitudes of oscillation suffered reduction with the increase of the aspect ratio of the cylinders, for values of L/D between 6 and 20. The behavior of the maximum dimensionless amplitudes of oscillation regarding the parameter $(m^*+C_A)\zeta$ presented a more complex behavior, depending on the aspect ratio;
- Some results put in doubt the validity of the use of the parameter $(m^*+C_A)\zeta$ to combine the variations of the structural damping and mass ratio, at least for the experimental configuration adopted and values of $(m^*+C_A)\zeta < 0.074$.

ÍNDICE

AGRADECIMENTOS	iii
RESUMO	iv
ABSTRACT	vi
ÍNDICE	viii
LISTA DE TABELAS	x
LISTA DE FIGURAS	xi
LISTA DE SÍMBOLOS	xvi
1. INTRODUÇÃO	1
2. OBJETIVOS	4
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	5
3.1 Aspectos Gerais sobre Vibrações:.....	5
3.1.1 Vibração Livre	6
3.1.2 Vibração Livre Amortecida.....	7
3.1.3 Vibração Forçada	10
3.1.4 Medidas de Amortecimento	11
3.2 Vibrações Induzidas pelo Escoamento.....	13
3.2.1 Vibrações Induzidas por Vórtices	14
3.2.2 Sincronização	27
3.2.3 Forças em cilindros submetidos a escoamento permanente.....	29
3.2.4 Variáveis adimensionais mais importantes	33
3.2.5 Vibrações Transversais	45
3.2.6 Vibrações Longitudinais	56
3.2.7 Vibrações com dois graus de liberdade.....	57
4. DESCRIÇÃO E METODOLOGIA EXPERIMENTAL	59
4.1 Instalação Experimental	59
4.1.1 Canal de ensaio e estruturas auxiliares.....	59
4.1.2 Estruturas Cilíndricas	65
4.1.3 Sistema de Fixação.....	68
4.1.4 Sistema de Aquisição de Dados	71
4.2 Procedimento Experimental	74
4.2.1 Testes de Pulso	74
4.2.2 Ensaios com Escoamento	79
5. APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS	89

5.1	Resultados Experimentais	89
5.2	Influência do parâmetro $(m^*+C_A)\zeta$ sobre a amplitude máxima de oscilação.....	93
5.3	Influência da razão de aspecto sobre a amplitude máxima de vibração	95
5.4	Influência do parâmetro $(m^*+C_A)\zeta$ sobre as curvas $A/D_{\max}\times V_r$ e $(f_d/f_{na})\times V_r$	102
5.5	Validade do uso do parâmetro $(m^*+C_A)\zeta$	111
6.	CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES	116
6.1	Resultados Experimentais	116
6.2	Influência do parâmetro $(m^*+C_A)\zeta$ sobre a amplitude máxima de oscilação.....	117
6.3	Influência da Razão de Aspecto e do parâmetro $(m^*+C_A)\zeta$ sobre a amplitude máxima de oscilação.....	117
6.4	Validade do uso do parâmetro $(m^*+C_A)\zeta$	118
6.5	Recomendações aplicadas à modelagem hidroelástica	118
6.6	Continuação da Pesquisa.....	119
7.	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	121
8.	ANEXO:	126
8.1	Determinação experimental da constante elástica das molas.....	126
8.2	Equipamentos do Sistema de Aquisição de Dados	128
8.3	Variação dos valores calculados de L/D durante os ensaios com escoamento	130
8.4	Níveis dos ensaios de testes de pulso	131
8.5	Resumo dos ensaios	132
8.6	Filtro utilizado – Necessidade e caracterização	134
8.6.1	Necessidade de filtro	134
8.6.2	Características do filtro utilizado	140
8.7	Avaliação de erros nas medições	143
8.8	Resultados experimentais por cilindro	145
8.9	Dados de outros autores usados para comparação (figura 5.1).....	164

LISTA DE TABELAS

Tab. 3.1 – Comprimentos de correlação em função do número de Reynolds, cilindros estacionários, Sarpkaya (1979).	24
Tab. 3.2 – Faixa de Reynolds utilizada em diversos ensaios com ar.	46
Tab. 3.3 – Faixa de Reynolds utilizada em diversos ensaios com água.....	47
Tab. 3.4 – Amplitudes máximas de vibração e respectivas montagens experimentais utilizadas.	48
Tab. 3.5 – Resumo dos ensaios de vibração em cilindros com diversas configurações experimentais.	50
Tab. 3.6 – Resumo de vários ensaios de vibração em cilindros.....	51
Tab. 4.1 - Razões de aspecto nominais dos cilindros ensaiados.	66
Tab. 4.2 - Materiais de Enchimento.	66
Tab. 4.3 – Massa final dos tubos após o enchimento.....	68
Tab. 4.4 - Tabela resumo das frequências naturais e amortecimentos, no ar e na água.....	77
Tab. 5.1 – Resumo dos resultados experimentais obtidos nessa dissertação.	90
Tab. 5.2 – Resumo dos resultados experimentais separados por montagem experimental, ensaios com água, resumo elaborado com base na tabela 4.6.	91
Tab. 5.3 – Resumo dos resultados experimentais separados por razão de aspecto.....	92
Tab. 5.4 – Ensaio do grupo 1 – molas tipo “0”.	96
Tab. 5.5 – Ensaio do grupo 2 – molas tipo “m”.	96
Tab. 5.6 – Resumo dos principais parâmetros adimensionais nos ensaios com cilindros de $L/D=6,7$	103
Tab. 5.7 – Resumo dos principais parâmetros adimensionais nos ensaios com cilindros de $L/D=12,7$	107
Tab. 5.8 – Resumo dos principais parâmetros adimensionais nos ensaios com cilindros de $L/D=19,8$	109
Tab. 5.9 – Pares de pontos, com razões de aspecto (L/D) semelhantes, e com valores próximos de $(m^*+C_A)\zeta$	112
Tab. 8.1 - Força x Deformação para a mola 0.....	126
Tab. 8.2 - Força x Deformação para a mola m.....	126
Tab. 8.3 - Tabela de informações dos medidores eletromagnéticos.	129
Tab. 8.4 - Variações percentuais dos níveis de água no canal.	130
Tab. 8.5 - Níveis de água dos testes de pulso.....	131
Tab. 8.6 – Resumo dos principais parâmetros medidos.....	132
Tab. 8.7 – Reprodução parcial da tabela 4.4.	141

LISTA DE FIGURAS

Fig. 3.1 - Sistema massa-mola.	6
Fig. 3.2 - Sistema Subamortecido $\zeta < 1$, Thomson (1978).	8
Fig. 3.3 - Sistema Superamortecido $\zeta > 1$, Thomson (1978).	9
Fig. 3.4 - Sistema Criticamente Amortecido $\zeta = 1$, Thomson (1978).	9
Fig. 3.5 - Curva da amplitude adimensionalizada de oscilação (esquerda) e curva do ângulo de fase φ (canto superior direito), para vibração forçada, em função da razão de frequências r , Thomson (1978).	11
Fig. 3.6 - Curva utilizada para o cálculo do decremento logarítmico, Thomson (1978).	12
Fig. 3.7 – Campos de pressão instantâneos durante um terço do período de desprendimento de vórtices ($Re = 112.000$), Drescher (1956) apud Blevins (1990).	15
Fig. 3.8 – escoamento invíscido e distribuição de pressões ao redor de um cilindro estacionário, Schlichting (1960).	16
Fig. 3.9 – Processo de formação de vórtices, Schlichting (1960).	17
Fig. 3.10 – Desenho esquemático do mecanismo de desprendimento de vórtices, extraído de Ribeiro (2002).	18
Fig. 3.11 – Regimes de desprendimento de vórtices em função do número de Reynolds, Sumer & Fredsøe (1997).	20
Fig. 3.12 – Variação do número de Strouhal com o número de Reynolds, Blevins (1990).	21
Fig. 3.13 – Variação do número de Strouhal para $10^4 < Re < 10^7$, Schewe (1983).	22
Fig. 3.14 – Efeito da rugosidade superficial sobre a relação $S - Re$, Achenbach & Heinecke (1981).	22
Fig. 3.15 – Espectros de frequência para as flutuações na força de sustentação, em diferentes regimes de escoamento, Schewe (1983).	23
Fig. 3.16 – Variação do Número de Strouhal ao longo do comprimento de um cilindro rígido em balanço ensaiado em água, Fox & West (1993) apud Fajarra (2002).	25
Fig. 3.17 – Coeficiente de correlação ao longo do cilindro, para diversas amplitudes de oscilação, Blevins (1990).	26
Fig. 3.18 – Faixa de sincronização para vibrações transversais, adaptado de Blevins (1990).	28
Fig. 3.19 – Faixa de sincronização para vibrações longitudinais, adaptado de Griffin & Ramberg (1976).	29
Fig. 3.20 – Desenho esquemático para a dedução da eq. (3.23), Sumer & Fredsøe (1997).	30

Fig. 3.21 – Flutuações de forças durante o desprendimento de vórtices para cilindro estacionário, Drescher (1956) apud Sumer & Fredsøe (1997).	31
Fig. 3.22 – Flutuações nas forças de arrasto e sustentação para $10^4 < Re < 10^7$, Sumer & Fredsøe (1997).	32
Fig. 3.23 – Aumento no coeficiente de arrasto com a amplitude, extraído de Blevins (1990).	33
Fig. 3.24 – Variação do coeficiente de massa adicional C_A em função da velocidade reduzida, extraído de Vikestad et al. (2000).	35
Fig. 3.25 – Variação da amplitude de resposta com a velocidade reduzida, para diferentes razões de massa, Sumer & Fredsøe (1997).	36
Fig. 3.26 - Curva de frequência adimensional f_d/f_{ns} em função de V_r para um sistema com $m^*= 320$ (ar) e $(m^*+C_A)\zeta= 0,251$, extraído de Govardhan & Williamson (2000).	37
Fig. 3.27 - Curva de frequência adimensional f_d/f_{na} em função de V_r para um sistema com $m^*= 2,4$ (água), extraído de Khalak & Williamson (1997b).	38
Fig. 3.28 - Curva de A/D versus $(m^*+C_A)\zeta$, extraído de Khalak & Williamson (1999).	39
Fig. 3.29 - Curva de A/D versus V_r , extraído de Khalak & Williamson (1999).	40
Fig. 3.30 – Amplitude máxima de resposta em função do parâmetro de estabilidade K_s , Sumer & Fredsøe (1997).	41
Fig. 3.31 – Amplitudes de resposta em função do número de Reynolds, Sumer & Fredsøe (1997).	43
Fig. 3.32 – Influência da razão de aspecto sobre o número de Strouhal S , extraído de Pantazopoulos (1994).	43
Fig. 3.33 – Influência da razão de aspecto sobre as amplitudes de vibração, extraído de Wootton (1969).	44
Fig. 3.34 – Influência da razão de aspecto sobre as amplitudes de vibração, extraído de Griffin (1980).	45
Fig. 3.35 – Padrão de desprendimento de vórtices para vibrações longitudinais, a foto da esquerda retrata o desprendimento de pares de vórtices ($1,2 < V_r < 2,5$), na foto da direita, o desprendimento é assimétrico ($2,5 < V_r < 4,0$). Extraído de Okajima et al. (2004).	56
Fig. 3.36 – Médias quadráticas da amplitude de oscilação adimensional para vibrações longitudinais, Okajima et al. (2004).	57
Fig. 4.1 – Vista geral do canal e estruturas auxiliares, extraído de Romagnoli (2005).	60
Fig. 4.2 – Vista frontal do canal de ensaios.	60
Fig. 4.3 – Vista frontal da seção de testes com a parede de vidro. Na foto podem ser vistos os equipamentos usados no sistema de aquisição de dados bem como um dos cilindros ensaiados.	61

Fig. 4.4 – Comporta para controle do nível no canal.....	61
Fig. 4.5 - Perfil de velocidades no centro do canal, na seção de testes, $q = 125 \text{ l/s}$ e altura da comporta $h = 20 \text{ cm}$	62
Fig. 4.6 - Perfil de velocidades no centro do canal, na seção de testes, $q = 150 \text{ l/s}$ e altura da comporta $h = 20 \text{ cm}$	62
Fig. 4.7 - Perfil de velocidades no centro do canal, na seção de testes, $q = 175 \text{ l/s}$ e altura da comporta $h = 15 \text{ cm}$	63
Fig. 4.8 - Curva de isótacas no centro da seção de testes para vazão $Q=125 \text{ l/s}$ e comporta em 20 cm, os valores das curvas estão em m/s.	64
Fig. 4.9 - Curva de isótacas no centro da seção de testes para vazão $Q=150 \text{ l/s}$ e comporta em 20 cm, os valores das curvas estão em m/s.	64
Fig. 4.10 - Curva de isótacas no centro da seção de testes para vazão $Q=175 \text{ l/s}$ e comporta em 15 cm, os valores das curvas estão em m/s.	65
Fig. 4.11 - Fotos da (a) vedação inferior e (b) vedação superior.	67
Fig. 4.12 - Instalação da vedação superior.....	67
Fig. 4.13 - Pesagem dos cilindros.	68
Fig. 4.14 – Detalhes do sistema de fixação: (a) base para fixação das molas (esquerda) e base para a instalação dos acelerômetros (direita), (b) base com acelerômetros instalados, (c) molas e acelerômetros instalados no cilindro.....	69
Fig. 4.15 - Detalhes dos dispositivos de fixação dos cilindros na base (a) e no topo (b) e aspecto da fixação na base (c) e no topo (d).	69
Fig. 4.16 - Cilindro montado na seção de testes do canal (visto de montante para jusante).....	70
Fig. 4.17 - Relação Força x Deslocamento para a mola m.	70
Fig. 4.18 - Relação Força x Deslocamento mola 0.	71
Fig. 4.19 - Desenho esquemático do sistema de aquisição de dados de aceleração.	72
Fig. 4.20 – Sistema de aquisição de dados montado.....	72
Fig. 4.21 - Ponteira linimétrica utilizada para medir níveis, extraído de Romagnoli (2005).....	73
Fig. 4.22 - Medidores de vazão eletromagnéticos.....	73
Fig. 4.23 – Teste de pulso para o d20m5km, seco e com impulso na direção transversal. Sinal em Volts.....	76
Fig. 4.24 – Teste de pulso para o d20m5km, com água e com impulso na direção transversal. Sinal em Volts.....	76
Fig. 4.25 - Exemplo de ajuste exponencial realizado para o cálculo do amortecimento, impulso transversal e sem água.....	78

Fig. 4.26 - Exemplo de ajuste exponencial realizado para o cálculo do amortecimento, impulso transversal e com água.	79
Fig. 4.27 - Sinais de aceleração medidos para várias vazões, ensaio d20m5km.	84
Fig. 4.28 – Processo utilizado para o cálculo dos deslocamentos no topo do cilindro.	85
Fig. 4.29 – Amplitudes de oscilação do cilindro d20m2km para vazão de 110 l/s.	86
Fig. 4.30 - Exemplo de determinação de frequências dominantes.	87
Fig. 4.31 - Função densidade de potência espectral para a vazão 60 l/s (a) e para 70 l/s (b). Essas figuras mostram a junção da frequência de desprendimento de vórtices com a frequência de vibração da estrutura, marcando o início do fenômeno de sincronização.	88
Fig. 5.1 – Gráfico de Amplitude Adimensional versus $(m^*+C_A)\zeta$ para diversos ensaios publicados, incluindo os resultados obtidos neste trabalho.	94
Fig. 5.2 – Gráfico de A/D versus $(m^*+C_A)\zeta$ para diversos ensaios realizados com água, incluindo os resultados obtidos nesta dissertação.	95
Fig. 5.3 – Curva $A/D_{\max} \times (m^*+C_A)\zeta$ para todo os ensaios, separados por razão de aspecto.	97
Fig. 5.4 – Curva $A/D_{\max} \times (m^*+C_A)\zeta$ para os ensaios agrupados como grupo 1 (linhas apenas para visualização).	98
Fig. 5.5 – Curva $A/D_{\max} \times (m^*+C_A)\zeta$ para os ensaios agrupados como grupo 2 (linhas apenas para visualização).	101
Fig. 5.6 – Curvas $A/D_{\max} \times V_r$ para os cilindros com razão de aspecto 6,7 (linhas apenas para visualização).	103
Fig. 5.7 – Curvas $(f_d/f_{na}) \times V_r$ para os cilindros com razão de aspecto 6,7.	104
Fig. 5.8 – Espectros de frequências de d60m5k0 para as vazões de 150 ($V_r=11,1$), 160 ($V_r=11,9$) e 170 l/s ($V_r=12,7$).	106
Fig. 5.9 – Curvas $A/D_{\max} \times V_r$ para os cilindros com razão de aspecto 12,7.	107
Fig. 5.10 – Curvas $(f_d/f_{na}) \times V_r$ para os cilindros com razão de aspecto 12,7.	108
Fig. 5.11 – Curvas $A/D_{\max} \times V_r$ para os cilindros com razão de aspecto 19,8.	109
Fig. 5.12 – Curvas $(f_d/f_{na}) \times V_r$ para os cilindros com razão de aspecto 19,8.	110
Fig. 5.13 – Curvas $A/D \times V_r$ para os cilindros d25m3km e d25m5km representando o comportamento de todos os pares na situação A.	113
Fig. 5.14 – Curvas $A/D \times V_r$ para os cilindros d25m5k0 e d25m3k0 representando o comportamento denominado de situação B.	113
Fig. 5.15 – Curvas $A/D \times V_r$ para os cilindros d20m2k0 e d20m5k0 representando o comportamento denominado de situação C.	114

Fig. 5.16 – Curvas $A/DxVr$ para os cilindros d50m4k0 e d50m5k0 representando o comportamento denominado de situação D.	115
Fig. 8.1 – Relação Força x Deslocamento para a mola 0.	127
Fig. 8.2 – Relação Força x Deslocamento para a mola m.	127
Fig. 8.3 – Sinal de aceleração para o cilindro d25m5km e vazão 110 l/s antes da aplicação do filtro.	134
Fig. 8.4 – Função densidade de potência espectral para o cilindro d25m5km e vazão 110 l/s antes da aplicação do filtro.	135
Fig. 8.5 – Sinal calculado de velocidade para o cilindro d25m5km e vazão 110 l/s sem aplicação do filtro.	135
Fig. 8.6 – Sinal calculado de velocidade para o cilindro d25m5km e vazão 110 l/s com aplicação do filtro.	136
Fig. 8.7 – Função densidade de potência espectral para o sinal de velocidade do cilindro d25m5km e vazão 110 l/s sem aplicação do filtro.	137
Fig. 8.8 – Função densidade de potência espectral para o sinal de velocidade do cilindro d25m5km e vazão 110 l/s com aplicação do filtro.	137
Fig. 8.9 – Sinal calculado de deslocamento para o cilindro d25m5km e vazão 110 l/s sem aplicação do filtro.	138
Fig. 8.10 – Função densidade de potência espectral para o sinal de deslocamento do cilindro d25m5km e vazão 110 l/s sem aplicação do filtro.	139
Fig. 8.11 – Sinal calculado de deslocamento para o cilindro d25m5km e vazão 110 l/s com aplicação do filtro.	139
Fig. 8.12 – Função densidade de potência espectral para o sinal de deslocamento do cilindro d25m5km e vazão 110 l/s com aplicação do filtro.	140
Fig. 8.13 – Curva de atuação do filtro utilizado.	141
Fig. 8.14 – Comparação entre o sinal original e o sinal filtrado para o cilindro d60m5k0, vazão 80l/s.	142
Fig. 8.15 – Comparação entre o sinal original e o sinal filtrado para o cilindro d60m4k0, vazão 80l/s.	142

LISTA DE SÍMBOLOS

Alfabeto Latino

<i>Símbolo</i>	<i>Descrição</i>	<i>Dimensão</i>
A	Amplitude de oscilação	[L]
A/D	Amplitude adimensional	[-]
A, B, C, D	Constantes arbitrárias	
c	Coefficiente de amortecimento viscoso	[MT ⁻¹]
C _A	Coefficiente de massa adicional	[-]
c _c	Coefficiente de amortecimento crítico	[MT ⁻¹]
C _D	Coefficiente de arrasto	[-]
C _L	Coefficiente de sustentação	[-]
C' _D	Coefficiente de arrasto da fração flutuante da força	[-]
C' _L	Coefficiente de sustentação da fração flutuante da força	[-]
D	Diâmetro do cilindro	[L]
F(t)	Força variável no tempo	[MLT ⁻²]
\bar{F}_D	Força de arrasto média	[MLT ⁻²]
F _D	Força de arrasto	[MLT ⁻²]
F _L	Força de sustentação	[MLT ⁻²]
F' _D	Força de arrasto, parte flutuante	[MLT ⁻²]
F' _L	Força de sustentação, parte flutuante	[MLT ⁻²]
F _o	Amplitude de oscilação da força	[MLT ⁻²]
f	Frequência de vibração	[T ⁻¹]
f _d	Frequência dominante do sinal de oscilação	[T ⁻¹]
f _d /f _{na}	Frequência adimensional de oscilação, com relação à frequência natural obtida na água	[-]
f _d /f _{ns}	Frequência adimensional de oscilação, com relação à frequência natural obtida nos ensaios com o canal seco	[-]
f _n	Frequência natural de vibração	[T ⁻¹]
f _{na}	Frequência natural de vibração medida na água	[T ⁻¹]
f _{ns}	Frequência natural de vibração medida com o canal seco	[T ⁻¹]
f _s	Frequência de Strouhal	[-]
f _v	Frequência de desprendimento de vórtices	[T ⁻¹]

<i>Símbolo</i>	<i>Descrição</i>	<i>Dimensão</i>
k	Rigidez da estrutura, constante de rigidez da mola	$[MT^{-2}]$
k_s	Rugosidade equivalente de Nikuradse	$[L]$
K_s	Parâmetro de estabilidade	$[-]$
l	Comprimento do cilindro	$[L]$
\mathcal{L}	Comprimento de correlação	$[L]$
L/D	Razão de aspecto	$[-]$
m	Massa do sistema	$[M]$
m'	Massa adicional da água	$[M]$
m^*	Razão de massa, adotada nesse trabalho	$[-]$
M	Razão de massa, outra definição	$[-]$
\bar{p}	Pressão média atuante em determinado ponto	$[ML^{-1}T^{-2}]$
p'	Parte flutuante de alguma característica do escoamento medida ao longo do cilindro	
r	Razão de frequências (ω/ω_n)	$[-]$
r	Raio do cilindro	$[L]$
$R(z)$	Coefficiente de correlação	
Re	Número de Reynolds	$[-]$
r_o	Raio do cilindro	$[L]$
S	Número de Strouhal	$[-]$
S_G	Parâmetro de Skop-Griffin	$[-]$
t	Tempo	$[T]$
T	Temperatura da água durante o ensaio	$[t]$
U	Velocidade média do escoamento de aproximação	$[LT^{-1}]$
V_r	Velocidade reduzida	$[-]$
V_{rmax}	Velocidade reduzida onde ocorre o valor máximo de amplitude de oscilação	$[-]$
V_{r1}	Velocidade reduzida no início da sincronização	$[-]$
V_{r2}	Velocidade reduzida no final da sincronização	$[-]$
x	Deslocamento do sistema	$[L]$
\ddot{x}	Aceleração do sistema	$[LT^{-2}]$
\dot{x}	Velocidade do sistema	$[LT^{-1}]$
X	Amplitude de oscilação	$[L]$

X_{res}	Amplitude na ressonância	[L]
X1, X2	Amplitudes de oscilação	[L]
z_{ref}	Ponto de referência	[L]
z	Distância longitudinal entre dois pontos de medida	[L]

Símbolos Gregos

<i>Símbolo</i>	<i>Descrição</i>	<i>Dimensão</i>
δ	Decremento logarítmico	[-]
ϕ	Ângulo de integração das pressões e tensões de cisalhamento	
φ	Ângulo de fase	
ν	Viscosidade cinemática da água	[L ² T ⁻¹]
ρ	Massa específica do fluido	[ML ⁻³]
$\bar{\tau}_o$	Tensão de cisalhamento média atuante em determinado ponto	[ML ⁻¹ T ⁻²]
ω	Frequência angular de excitação	[T ⁻¹]
ω_n	Frequência angular natural de oscilação	[T ⁻¹]
ω_d	Frequência angular do movimento amortecido	[T ⁻¹]
ζ	Razão de amortecimento	[-]

Símbolos compostos

<i>Símbolo</i>	<i>Descrição</i>	<i>Dimensão</i>
$(m^*+C_A)\zeta$	Parâmetro de massa-amortecimento incorporando a massa adicional da água	[-]
$m^*\zeta$	Parâmetro de massa-amortecimento, sem considerar a massa adicional de água	[-]
ζ_s	Amortecimento estrutural	[-]

1. INTRODUÇÃO

O escoamento de um fluido ao redor de uma estrutura pode causar o aparecimento de forças dinâmicas atuantes sobre esta estrutura. Um dos possíveis efeitos da atuação destas forças dinâmicas é o surgimento de vibrações na estrutura em questão. As estruturas de aço, por serem mais esbeltas, são mais suscetíveis à vibração do que estruturas de concreto, embora, nestas últimas, a ocorrência de vibrações também seja possível.

A ocorrência de vibrações, na maioria das estruturas, deve ser evitada, ou ao menos minimizada, pois essas vibrações podem causar uma série de problemas, entre os quais estão: o mal funcionamento da estrutura, o desgaste ou a falha prematura de componentes devido ao carregamento cíclico e até mesmo a ruptura da estrutura sob condições extremas de carregamento, por exemplo: furacões, enchentes.

O estudo numérico completo das vibrações induzidas pelo escoamento, em algumas estruturas, ainda é extremamente complexo. O cálculo da resposta de uma estrutura submetida a carregamento dinâmico deve levar em conta a elasticidade e a massa da estrutura, bem como o efeito da “massa adicional” de água, que é dependente da frequência e amplitude de vibração. Além disso, o efeito do amortecimento da estrutura e a absorção de energia pela água devem ser levados em consideração. O movimento da estrutura pode, também, modificar o padrão de escoamento e, assim, as cargas atuantes, ocorrendo uma interação entre o movimento da estrutura e o carregamento (Kolkman, 1988).

Devido a esses fatores, a aplicação de modelos em escala reduzida é de importância fundamental para a estimativa do comportamento dinâmico de estruturas reais submetidas a escoamento. Quando o fluido for água, tal modelagem é denominada modelagem hidroelástica.

Para a correta aplicação da modelagem hidroelástica é necessário um profundo conhecimento sobre os fenômenos hidráulicos e mecânicos envolvidos, sendo a investigação desses aspectos básicos muito importante para futuras modelagens físicas de estruturas reais.

O presente trabalho concentra-se na investigação experimental de alguns dos aspectos básicos relacionados ao fenômeno de vibrações induzidas pelo desprendimento de vórtices em estruturas cilíndricas, com o objetivo de ampliar a base de conhecimento existente sobre esse assunto e dessa forma contribuir para a melhoria das técnicas de modelagem hidroelástica para esse tipo de estrutura. Tal investigação está inserida dentro de uma das linhas de pesquisa do Instituto de Pesquisas Hidráulicas – IPH/UFRGS, que é a modelagem do comportamento dinâmico de estruturas hidráulicas.

O estudo do fenômeno de vibrações induzidas por desprendimento de vórtices em estruturas cilíndricas é muito importante devido, principalmente, a sua grande aplicação industrial

e as possíveis conseqüências de uma falha nessas estruturas, por exemplo: rompimento de dutos submarinos que transportam petróleo, rompimento de linhas submarinas de telecomunicação, colapso de torres, chaminés e pilares.

As vibrações induzidas pelo escoamento podem ser geradas por diversos mecanismos de instabilidade, sendo que alguns desses serão brevemente comentados na revisão bibliográfica. No entanto, neste trabalho, será dado destaque às vibrações induzidas devido ao processo de formação e desprendimento de vórtices, mais conhecidas por Vibrações Induzidas por Vórtices (VIV), em estruturas cilíndricas isoladas submetidas a *escoamento permanente* em direção perpendicular ao eixo principal da estrutura.

A escolha de estruturas cilíndricas isoladas, neste trabalho, deve-se principalmente aos seguintes fatores:

- Este tipo de estrutura tem recebido atenção de inúmeros pesquisadores há muitas décadas, existindo, portanto, grande quantidade de dados experimentais que podem ser utilizados para validação dos resultados obtidos na presente pesquisa;

- Estas estruturas cilíndricas, submetidas a escoamento de fluidos, possuem grande aplicação na engenharia, tais como: trocadores de calor, pilares de pontes e plataformas de petróleo, tubos de extração e perfuração de petróleo, cabos de telecomunicações e tubulações subaquáticas;

- Esta estrutura possui geometria simplificada e simétrica, reduzindo assim outros tipos de instabilidades devidas à interação fluido-estrutura, para o caso de escoamento permanente, tais como galopeamento (“galloping”) e drapejamento (“flutter”), estes fenômenos são brevemente comentados na revisão bibliográfica.

O termo *escoamento permanente* refere-se às características médias do escoamento de aproximação, visto que, as características do escoamento, tanto na esteira do cilindro como no trecho do canal à montante do cilindro, são variáveis no tempo.

Tendo em vista a complexidade deste fenômeno, pois envolve interação fluido-estrutura, o grande número de variáveis que influem sobre o comportamento vibratório da estrutura e, em grande parte, devido às limitações da montagem experimental, optou-se por restringir o campo de investigação do presente trabalho, focalizando-o na influência das seguintes variáveis sobre o comportamento vibratório do cilindro:

- Razão de Aspecto L/D – razão entre o comprimento do cilindro exposto ao escoamento e seu diâmetro;
- Parâmetro de massa-amortecimento $(m^*+C_A)\zeta$ – parâmetro adimensional formado pelo produto entre a massa da estrutura e seu amortecimento ζ .

Para maiores detalhes sobre as variáveis investigadas, bem como de outras variáveis que afetam o comportamento vibratório do cilindro, recomenda-se a consulta da seção 3.2.4.

O foco da presente dissertação, portanto, concentra-se na investigação de aspectos básicos do comportamento oscilatório de cilindros submetidos ao fenômeno de Vibrações Induzidas por Vórtices (VIV), causados, principalmente, pela influência das variáveis anteriormente citadas. Com esse objetivo, foram ensaiados cilindros rígidos pivotados na base e elasticamente montados, submetidos a escoamento permanente de água em canal aberto, com dois graus de liberdade para oscilar. Os cilindros empregados possuem diferentes diâmetros, diferentes massas e dois tipos de molas para a fixação elástica. A variação desses parâmetros resultou em comportamentos oscilatórios diferentes apresentados com maiores detalhes na seção de apresentação dos resultados.

2. OBJETIVOS

Tendo em vista o interesse pela descrição e entendimento de aspectos básicos do comportamento vibratório de estruturas cilíndricas causado pelo contato com escoamentos de determinadas características, tem-se como objetivos para o presente trabalho:

- **Realizar comparação com resultados experimentais publicados por diversos pesquisadores, a fim de comprovar a adequação da montagem experimental empregada para o estudo de vibrações induzidas por vórtices e contribuir com a ampliação da base de dados experimentais existente;**
- **Investigar a influência do parâmetro Razão de Aspecto sobre as amplitudes máximas de oscilação;**
- **Investigar a influência do parâmetro de massa-amortecimento sobre as amplitudes máximas de oscilação;**
- **Investigar a validade do uso do parâmetro de massa-amortecimento como único parâmetro para descrever as amplitudes máximas de oscilação de estruturas cilíndricas.**

O comportamento oscilatório dos cilindros foi descrito através de curvas de amplitudes adimensionais A/D , ou seja, amplitude dividida pelo diâmetro do cilindro, e curvas de frequência adimensional f_d/f_{na} , ou seja, frequência de oscilação dominante dividida pela frequência natural da estrutura na água, sendo que os detalhes da instalação experimental e de como foram obtidos esses parâmetros são descritos na seção de metodologia experimental.

A leitura e interpretação das representações gráficas, aqui apresentadas, serão usadas na discussão de validade e oportunidade de emprego de parâmetros usuais na caracterização do processo vibratório.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1 *Aspectos Gerais sobre Vibrações:*

O estudo do padrão vibratório de sistemas dinâmicos é de importância fundamental para um projeto seguro, econômico e durável destes sistemas. As estruturas sujeitas a carregamentos dinâmicos, isto é, variáveis no tempo, que podem ser originados de diversas fontes tais como: ação do vento, correntes marinhas, trânsito de veículos, funcionamento de máquinas, escoamento ao redor de estruturas hidráulicas (comportas, válvulas, pilares flexíveis), são suscetíveis à vibração. A maneira como essas estruturas podem vibrar depende fundamentalmente das características do sistema estrutural (distribuição de massa, rigidez, amortecimento) e das características da força excitadora.

Existem duas classes gerais de vibrações (Thomson, 1978): a livre e a forçada. A vibração livre ocorre em sistemas que oscilam sob a ação de forças inerentes ao sistema e na ausência de qualquer força externa, exemplo: pêndulo simples. Na vibração livre o sistema pode oscilar com uma ou mais das suas frequências naturais, próprias do sistema dinâmico e determinadas pela sua distribuição de massa e rigidez.

A vibração forçada ocorre devido à aplicação de forças externas. Quando a excitação externa é oscilatória, o sistema é obrigado a oscilar na mesma frequência da excitação. Caso a frequência da excitação esteja próxima das frequências naturais de oscilação do sistema pode-se atingir um estado de ressonância, que tende a aumentar progressivamente a amplitude das oscilações e dos esforços atuantes sobre os elementos estruturais do sistema, podendo acarretar no mau funcionamento do sistema e, no pior dos casos, até mesmo no colapso da estrutura.

Através do estudo do padrão vibratório tenta-se caracterizar as frequências naturais de vibração do sistema e as frequências de excitação externa, para, através deste conhecimento, evitar o fenômeno da ressonância. Tenta-se também caracterizar as amplitudes de oscilação do sistema e os esforços induzidos nos elementos estruturais para um dimensionamento seguro destes.

Os sistemas vibratórios estão sujeitos a certo grau de amortecimento, devido à dissipação de energia mecânica por parte da estrutura de diversas formas tais como: atrito entre elementos estruturais, atrito viscoso e/ou turbulento em estruturas cercadas por um meio fluido, formação de ondas superficiais devido à vibração, entre outros fatores. Quando o amortecimento é pequeno as frequências naturais do sistema não são alteradas significativamente. Entretanto, o amortecimento é de importância fundamental para a limitação da amplitude de oscilação na ressonância (Thomson, 1978).

A seguir serão abordados conceitos básicos no estudo de vibrações, por motivo de simplificação, visto que o objetivo dessa abordagem inicial é o entendimento dos conceitos relacionados. As equações apresentadas descrevem sistemas de apenas um grau de liberdade de parâmetros concentrados, do tipo sistemas massa-mola.

3.1.1 Vibração Livre

Considere o seguinte sistema massa-mola, apresentado na figura 3.1:

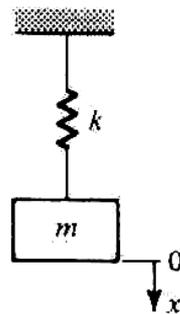


Fig. 3.1 - Sistema massa-mola.

Através da aplicação da segunda Lei de Newton, pode-se mostrar que a equação diferencial que rege o movimento de um sistema dinâmico com um grau de liberdade para o caso de vibração livre e sem amortecimento é:

$$m \ddot{x} + k x = 0, \quad (3.1)$$

- onde: m – massa do sistema;
 k – rigidez do sistema;
 x – deslocamento do sistema em relação a sua posição de equilíbrio, onde x é uma função de tempo;
 \ddot{x} – aceleração do sistema.

A solução dessa equação diferencial (3.1) pode ser escrita da seguinte forma (Thomson, 1978):

$$x = C \operatorname{sen} \sqrt{\frac{k}{m}} t + B \operatorname{cos} \sqrt{\frac{k}{m}} t, \quad (3.2)$$

- onde: t – tempo;
 C e B – constantes que dependem das condições iniciais.

O termo $\sqrt{\frac{k}{m}}$ representa a frequência angular ω_n do movimento oscilatório, assim:

$$\omega_n^2 = \frac{k}{m}. \quad (3.3)$$

A frequência angular de oscilação do sistema, no caso de vibração livre, é também denominada de frequência natural do sistema. Um sistema dinâmico possui tantas frequências naturais de oscilação quantos forem os seus graus de liberdade. Essas frequências naturais de oscilação são determinadas pela distribuição de massa e pela rigidez do sistema.

3.1.2 Vibração Livre Amortecida

Para a consideração de movimentos amortecidos deve-se incluir um termo devido à força de amortecimento na equação (3.1), o modelo mais adotado é à força de amortecimento viscosa, no qual, a força de amortecimento é diretamente proporcional à velocidade de deslocamento do sistema. Assim, a equação diferencial do movimento de um sistema amortecido é (Thomson, 1978):

$$m \ddot{x} + c \dot{x} + kx = 0, \quad (3.4)$$

onde: \dot{x} – velocidade de deslocamento do sistema;
 c – coeficiente de amortecimento viscoso.

A solução da equação diferencial (3.4) é a seguinte (Thomson, 1978):

$$x = e^{-\left(\frac{c}{2m}\right)t} \left(C e^{t\sqrt{\left(\frac{c}{2m}\right)^2 - \frac{k}{m}}} + D e^{-t\sqrt{\left(\frac{c}{2m}\right)^2 - \frac{k}{m}}} \right), \quad (3.5)$$

onde: C e D – constantes que dependem das condições iniciais do sistema.

Define-se o amortecimento crítico c_c como o valor do amortecimento c para o qual o radicando na equação (3.5) anula-se. Assim:

$$\left(\frac{c_c}{2m}\right)^2 = \frac{k}{m} = \omega_n^2. \quad (3.6)$$

A razão entre o amortecimento do sistema c e o amortecimento crítico c_c é chamada de razão de amortecimento ζ :

$$\zeta = \frac{c}{c_c}. \quad (3.7)$$

A equação do movimento amortecido (3.5) pode ser reescrita, em função da razão de amortecimento ζ e da frequência angular de oscilação ω_n , da seguinte forma (Thomson, 1978):

$$x = e^{-\zeta\omega_n t} \left(C e^{\sqrt{\zeta^2 - 1} \omega_n t} + D e^{-\sqrt{\zeta^2 - 1} \omega_n t} \right). \quad (3.8)$$

Dependendo do valor da razão de amortecimento ζ podem-se distinguir três casos para a solução da equação (3.8) (Thomson, 1978):

- $\zeta < 1$ – Sistema subamortecido: o radicando da equação (3.8) é negativo resultando em uma exponencial complexa que pode ser escrita na forma de uma função harmônica representando um movimento oscilatório (eq. 3.9), representado na figura 3.2.

$$x = X e^{-\zeta\omega_n t} \text{sen} \left(\sqrt{1 - \zeta^2} \omega_n t + \phi \right), \quad (3.9)$$

onde: X – amplitude máxima da oscilação;

ϕ – constante que representa o ângulo de fase.

Pela análise da equação (3.9) tem-se que a frequência angular de oscilação do movimento amortecido ω_d pode ser escrita da seguinte forma:

$$\omega_d = \sqrt{1 - \zeta^2} \omega_n. \quad (3.10)$$

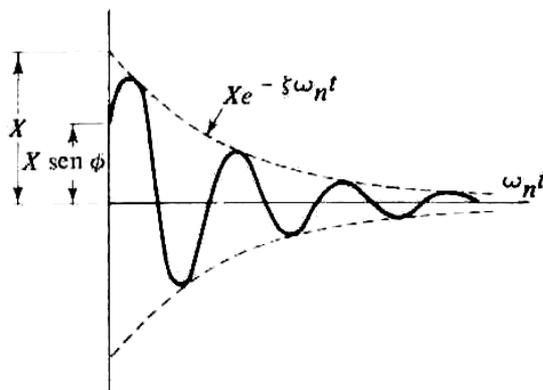


Fig. 3.2 - Sistema Subamortecido $\zeta < 1$, Thomson (1978).

Assim, o amortecimento modifica o valor da frequência natural do sistema, tornando o movimento oscilatório mais lento e também diminui progressivamente a amplitude da oscilação. Mas para fins práticos, desde que o amortecimento apresente valores baixos, a mudança na frequência natural de oscilação do sistema devido ao amortecimento pode ser desprezada (Thomson, 1978).

- $\zeta > 1$ – Sistema superamortecido: o radical da equação (3.8) é positivo resultando assim em uma função exponencial decrescente com o tempo (figura 3.3), mas aperiódica, o amortecimento é muito elevado e o sistema não apresenta um movimento oscilatório.

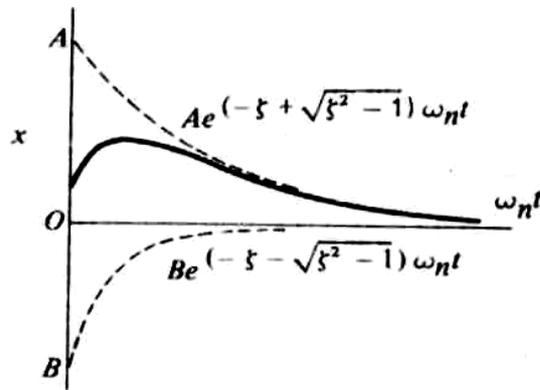


Fig. 3.3 - Sistema Superamortecido $\zeta > 1$, Thomson (1978).

- $\zeta = 1$ – Sistema amortecido criticamente: A equação (3.8) reduz-se a uma função exponencial decrescente com o tempo, (eq. 3.11), representada na figura 3.4, o formato da curva depende das condições iniciais do sistema. O sistema está no limiar entre o movimento oscilatório e o movimento aperiódico.

$$x = Ce^{-\omega_n t}, \tag{3.11}$$

onde: C – constante que depende das condições iniciais.

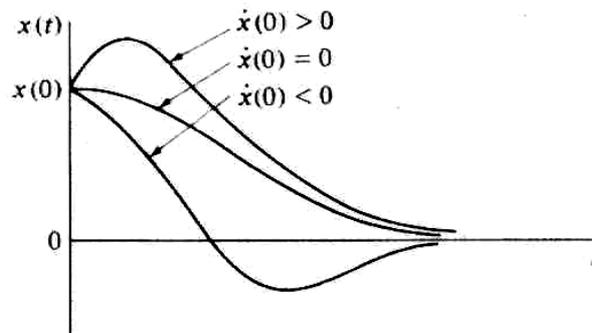


Fig. 3.4 - Sistema Criticamente Amortecido $\zeta = 1$, Thomson (1978).

3.1.3 Vibração Forçada

A equação diferencial do movimento considerando a ação de uma força externa variável no tempo $F(t)$, para um sistema de um grau de liberdade com amortecimento viscoso é:

$$m \ddot{x} + c \dot{x} + kx = F(t). \quad (3.12)$$

Considerando uma excitação harmônica, ou seja, $F(t) = F_o \text{sen}(\omega t)$, onde F_o corresponde à amplitude de oscilação da força e ω a frequência angular da excitação, a equação (3.12) torna-se:

$$m \ddot{x} + c \dot{x} + kx = F_o \text{sen}(\omega t). \quad (3.13)$$

A solução da equação (3.13) é composta de duas partes: uma solução geral (eq. (3.8)), já mencionada no item anterior e uma solução particular x_p .

Segundo (Thomson, 1978) a solução particular x_p pode ser considerada da seguinte forma:

$$x_p = X \text{sen}(\omega t - \varphi), \quad (3.14)$$

onde: X – amplitude máxima de vibração no estado permanente;

φ – ângulo de fase entre o deslocamento x_p e a excitação $F_o \text{sen}(\omega t)$.

Os valores de X e φ podem ser obtidos pela substituição da equação (3.14) na equação (3.13). Segundo Thomson (1978), os valores de X e φ são determinados pelas seguintes expressões:

$$\frac{Xk}{F_o} = \frac{1}{\sqrt{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2}}, \quad (3.15)$$

$$\varphi = \arctan \frac{2\zeta r}{1 - r^2}, \quad (3.16)$$

onde: r – razão de frequências (ω/ω_n).

A figura 3.5 mostra a variação da amplitude, adimensionalizada pela rigidez do sistema k e pela amplitude máxima da força excitadora F_o , em função da razão de frequências r bem como a variação do ângulo de fase entre a força e o deslocamento φ . A figura 3.5 deixa clara a importância do amortecimento na limitação da amplitude das oscilações na ressonância ($r = 1$).

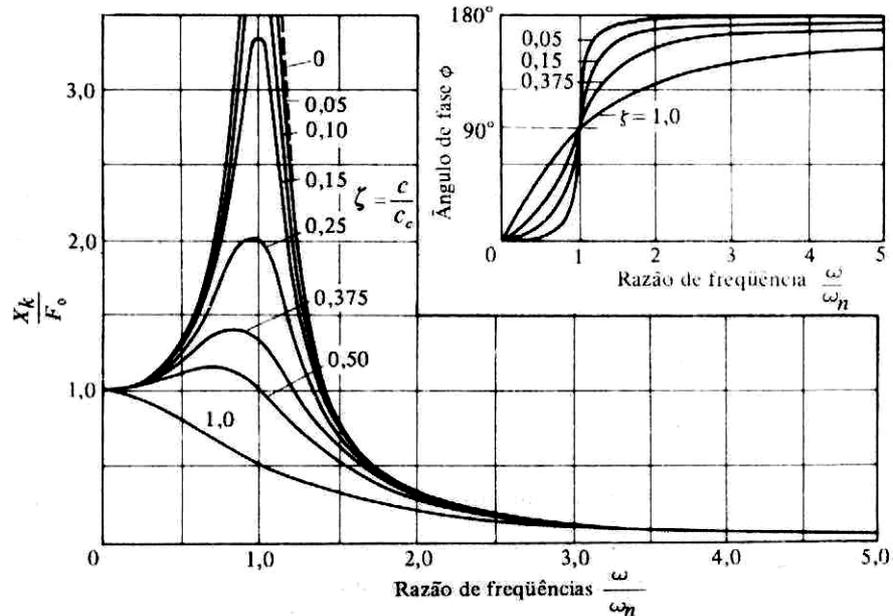


Fig. 3.5 - Curva da amplitude adimensionalizada de oscilação (esquerda) e curva do ângulo de fase ϕ (canto superior direito), para vibração forçada, em função da razão de freqüências r , Thomson (1978).

3.1.4 Medidas de Amortecimento

A importância do amortecimento nos fenômenos oscilatórios já foi ressaltada nas seções anteriores, sendo o seu conhecimento fundamental para a caracterização do sistema dinâmico. O parâmetro geralmente utilizado para quantificar o amortecimento de um sistema é a razão de amortecimento ζ . A razão de amortecimento pode ser determinada através dos seguintes métodos:

- Método do livre decaimento – O sistema dinâmico é excitado a uma amplitude X , a seguir essa excitação é removida e o sistema apresenta uma vibração amortecida livre com amplitudes decrescentes no tempo, representada na figura 3.6.

Definindo-se o decremento logarítmico δ como o logaritmo natural da razão entre duas amplitudes consecutivas, temos (figura 3.6):

$$\delta = \ln \frac{X_1}{X_2}. \quad (3.17)$$

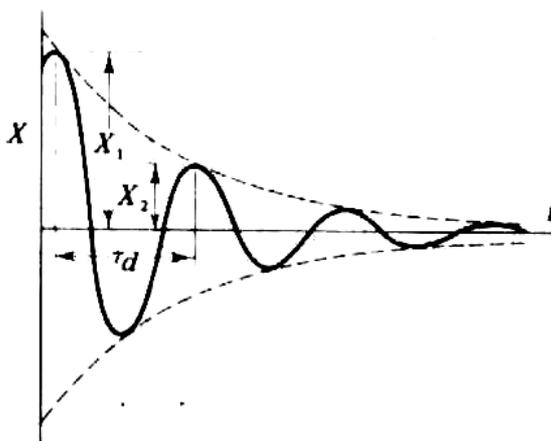


Fig. 3.6 - Curva utilizada para o cálculo do decaimento logarítmico, Thomson (1978).

O valor do decaimento logarítmico δ , para valores pequenos de ζ , pode ser aproximado pela seguinte relação (Thomson, 1978):

$$\delta = 2\pi\zeta. \quad (3.18)$$

Assim, através da medida da razão entre duas oscilações consecutivas, pode-se determinar o amortecimento do sistema. Segundo Blevins (1990), a estrutura pode ser mecanicamente excitada através do deslocamento da estrutura pelo esticamento de um cabo e posterior liberação, pela detonação de explosivos, por leves batidas com um martelo.

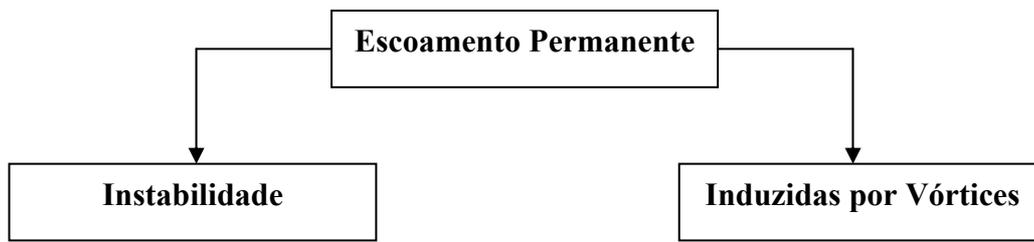
- Ajuste exponencial da envolvente de decaimento - Uma variação do primeiro método pode também ser adotada, consistindo no ajuste de uma equação exponencial aos valores extremos de oscilação do sistema, que formam uma espécie de envelope ao redor da curva (figura 3.2), obtidos através de testes de livre decaimento. O valor do parâmetro da função exponencial é igual ao produto da razão de amortecimento ζ e da frequência angular natural do sistema, que pode ser obtida no mesmo teste de livre decaimento. Esse método já foi usado em vários trabalhos publicados sobre VIV em cilindros, tais como em: Balasubramanian et al (2001), Fugarra (1997, 2002).

3.2 Vibrações Induzidas pelo escoamento

As vibrações induzidas pelo escoamento constituem um fenômeno extremamente complexo, pois dependem da estrutura submetida ao escoamento (geometria, massa, rigidez, amortecimento), do próprio escoamento (fluido, características do escoamento em torno da estrutura) e, principalmente, da interação entre fluido e estrutura.

O fenômeno da interação fluido-estrutura pode ser considerado simplificada da seguinte forma: O escoamento ao redor de uma estrutura exerce forças sobre esta, deslocando-a ou deformando-a e mudando assim a sua orientação com relação ao escoamento. Essa mudança na orientação pode alterar as forças exercidas pelo fluido, podendo assim gerar um processo auto-sustentável de vibrações (Blevins, 1990).

As vibrações induzidas por escoamento permanente podem ser agrupadas da seguinte forma, segundo Blevins (1990):



As vibrações induzidas por instabilidades podem ser agrupadas da seguinte maneira: Galopeamento (“Galloping”), Drapejamento (“Flutter”) e Instabilidade Fluido-elástica.

O fenômeno de Galopeamento ou “Galloping” consiste em oscilações, freqüentemente observadas em corpos esbeltos de seção transversal não-circular, cuja origem se deve a mudanças na orientação da estrutura com relação ao escoamento.

O fenômeno de Drapejamento ou “Flutter” consiste em oscilações associadas à simultânea excitação de dois modos de vibrar, geralmente modos de flexão e torção.

Ambos os fenômenos citados acima são causados pela constante mudança de orientação da estrutura com relação ao escoamento. Essa mudança origina flutuações nas forças exercidas pelo fluido sobre a estrutura e, conseqüentemente, novas mudanças na posição da estrutura. Todas as estruturas de seção transversal não-circulares são suscetíveis ao Galopeamento ou Drapejamento (Blevins, 1990).

A Instabilidade Fluido-Elástica ocorre em conjuntos de cilindros submetidos ao escoamento. O deslocamento de um cilindro altera o escoamento, produzindo alteração na força exercida por este sobre os cilindros adjacentes. A resposta dos cilindros a essa alteração na força altera novamente o escoamento, podendo criar um movimento auto-sustentável que avançará até um estado de equilíbrio, onde a entrada de energia é totalmente dissipada pelo sistema (Blevins,

1990). Agrupamentos de cilindros possuem grande aplicação na engenharia, podendo-se citar como exemplos: cabos de transmissão de energia elétrica, diversos tipos de trocadores de calor e grupos de tubulações expostas às correntes marinhas.

O presente trabalho limita-se ao estudo de vibrações em cilindros isolados, portanto, os fenômenos de Instabilidade não serão descritos com maiores detalhes.

Para o caso particular estudado, estrutura cilíndrica isolada submetida a escoamento médio permanente, um importante mecanismo deflagrador de vibrações é o desprendimento de vórtices ao redor da estrutura.

3.2.1 Vibrações Induzidas por Vórtices

As vibrações induzidas por vórtices podem ser explicadas, de forma extremamente simplificada, da seguinte maneira: o escoamento ao redor de uma estrutura, acima de determinados valores do número de Reynolds, causa o desprendimento de vórtices, que gera variações de pressões na superfície da estrutura, como exemplificado na figura 3.7. Essas variações de pressões causam forças diferenciais atuantes sobre a estrutura, que dependendo de sua magnitude e da rigidez da estrutura, por sua vez, induzem deslocamentos e deformações da estrutura gerando assim movimentos oscilatórios (Blevins, 1990; Sumer & Fredsøe, 1997).

O número de Reynolds Re é um número adimensional que representa a razão entre as forças de inércia e as forças viscosas, e é definido da seguinte forma:

$$Re = \frac{UD}{\nu}, \quad (3.19)$$

onde: U – velocidade do escoamento de aproximação;

ν – viscosidade cinemática;

D – diâmetro do cilindro na seção transversal ao escoamento.

Como as flutuações de forças originadas pelo escoamento constituem a fonte excitadora das vibrações induzidas e, por sua vez, as flutuações de forças originam-se, neste estudo, através do desprendimento de vórtices, faz-se necessária uma breve revisão sobre esses tópicos.

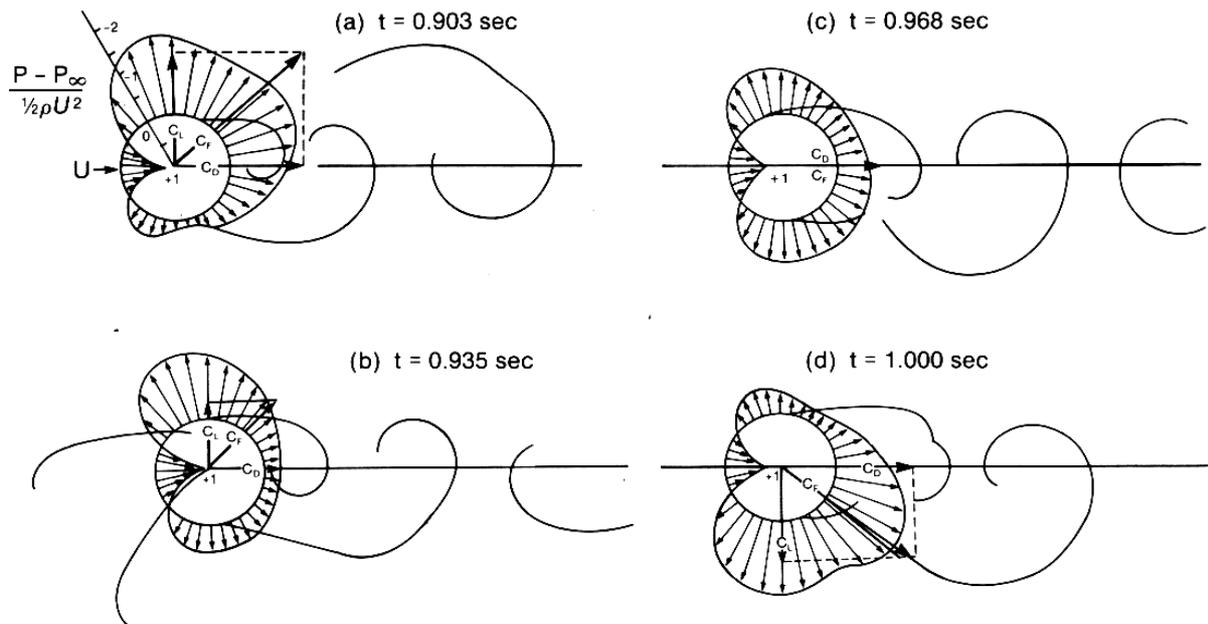


Fig. 3.7 – Campos de pressão instantâneos durante um terço do período de desprendimento de vórtices ($Re = 112.000$), Drescher (1956) apud Blevins (1990).

3.2.1.1 Processo de formação e desprendimento de vórtices

Mecanismo de formação e desprendimento de Vórtices

O mecanismo de formação de vórtices está relacionado ao descolamento da camada limite formada em torno do cilindro que depende da distribuição de pressões atuantes sobre ela (Ribeiro, 2002).

Considerando o escoamento invíscido ao redor de um cilindro, representado esquematicamente na figura 3.8, as partículas de fluido são aceleradas no trecho D – E e desaceleradas no trecho E – F. Assim, a pressão diminui no trecho D – E e aumenta no trecho E – F, pois, ocorre a transformação de energia de pressão em energia cinética e vice-versa (Schlichting, 1960).

Nos instantes iniciais do escoamento ao redor do cilindro e enquanto a espessura da camada limite for pequena, o escoamento pode ser considerado aproximadamente “sem atrito”. Fora da camada limite, ocorre a transformação de energia de pressão em energia cinética, conforme descrito anteriormente, de forma que uma partícula de fluido chega em F com a mesma velocidade do que em D. As partículas de fluido dentro da camada limite estão sob influência do campo de pressão externo, pois a pressão externa é imposta sobre a camada limite (Schlichting, 1960).

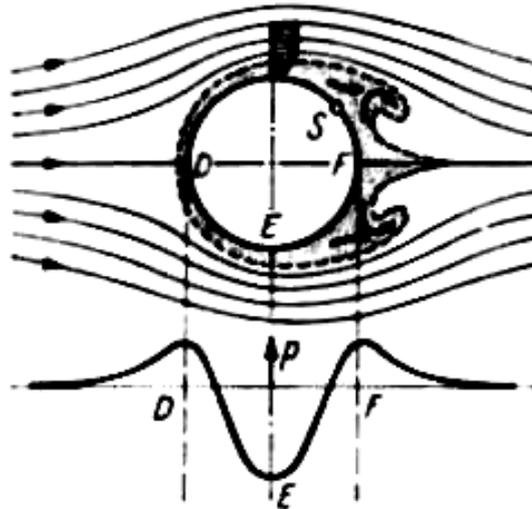


Fig. 3.8 – Escoamento invíscido e distribuição de pressões ao redor de um cilindro estacionário, Schlichting (1960).

Entretanto, a hipótese de escoamento invíscido não é válida na camada limite, ocorrendo grande dissipação de energia devido ao efeito da viscosidade no contato com as paredes do cilindro, assim, uma partícula de fluido na camada limite consome grande parte de sua energia cinética no trecho D – E e a energia cinética restante é insuficiente para vencer a diferença de pressão existente entre E – F, de forma que o movimento da partícula neste trecho é impedido e a partícula é de certa forma aprisionada pelo campo de pressões externo. A pressão externa movimenta a partícula no sentido contrário ao escoamento. O processo de formação de um vórtice pode ser visualizado na seqüência de fotos da figura 3.9, extraídas de Schlichting (1960).

O conjunto de fotos reproduz a seqüência de eventos desde o início do escoamento ao redor do cilindro até o instante em que ocorre a formação de um vórtice na sua superfície. A pressão aumenta ao longo do corpo da esquerda para a direita, a visualização do escoamento foi realizada através do espalhamento de pó de alumínio sobre a superfície da água. Os traços mais curtos, visíveis próximos à superfície do cilindro, representam a camada limite.

Na figura 3.9-a, tirada logo após o início do escoamento, o início do movimento reverso pode ser visto no canto inferior direito. Na figura 3.9-b o movimento reverso avançou consideravelmente para montante e a espessura da camada limite aumentou apreciavelmente. Na figura 3.9-c o movimento reverso dá lugar a um vórtice, o qual continua a aumentar de tamanho (figura 3.9-d). O vórtice separa-se logo após e é transportado pelo fluido.

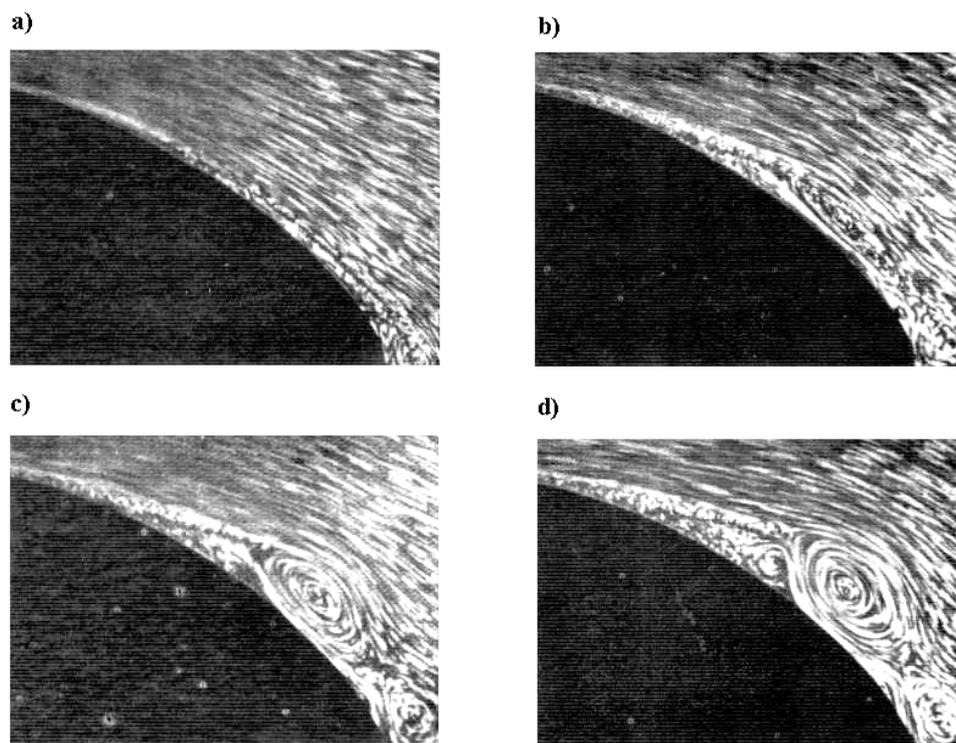


Fig. 3.9 – Processo de formação de vórtices, Schlichting (1960).

À medida que a velocidade do escoamento aumenta, conseqüentemente aumenta o número de Reynolds Re , ocorrem alterações significativas na camada limite existente ao redor do cilindro, essas alterações são responsáveis pelo processo de formação e desprendimento de vórtices, bem como, pelos diferentes regimes de desprendimento existentes – apresentados no tópico seguinte.

Para números de Reynolds $Re \geq 5$ ocorre a separação da camada limite da parede do cilindro, essa separação dá origem, na faixa de Re situada entre 5 e 40, a um par de vórtices simétricos fixos (não ocorre desprendimento). Existe certa controvérsia sobre os limites de ocorrência desse par de vórtices, o limite citado $5 < Re < 40$ é mencionado por Sumer & Fredsøe (1997), Blevins (1990) considera que essa região estaria entre $5-15 < Re < 40$ e Williamson (1996) apud Ribeiro (2002) considera que essa região estaria entre $5 < Re < 49$.

Com o aumento do número de Reynolds a esteira se torna instável e um dos vórtices simétricos se rompe, dando origem assim ao fenômeno conhecido como desprendimento de vórtices.

Gerrard (1966) apud Meneghini (2002) sugeriu que a interação entre as camadas cisalhantes, formadas devido à separação da camada limite, constitui-se em um elemento fundamental no processo de formação e desprendimento dos vórtices na esteira.

Segundo o modelo proposto por Gerrard, perturbações existentes nas camadas cisalhantes causam o rompimento do par de vórtices simétricos fixos, a partir de um número de Reynolds

limite ($Re > 40-50$), e o crescimento preferencial de um vórtice A em um lado do cilindro, conforme figura 3.10-a. O vórtice A cresce ganhando circulação da camada cisalhante ao qual está conectado, em determinado instante, o vórtice A torna-se intenso o suficiente para atrair o vórtice oposto B, com vorticidade de sentido oposto, através da esteira. A aproximação de vorticidade de sinal oposto corta o suprimento de vorticidade do vórtice A proveniente de sua camada limite, nesse instante o vórtice A é liberado e transportado ao longo do escoamento.

Após o desprendimento do vórtice A, um novo vórtice C começa a crescer no mesmo lado, conforme figura 3.10-b. O vórtice B comporta-se como o vórtice A e irá crescer e atrair o vórtice C através da esteira, com corte no suprimento de vorticidade e liberação do vórtice B. Esse processo dá origem ao desprendimento alternado de vórtices.

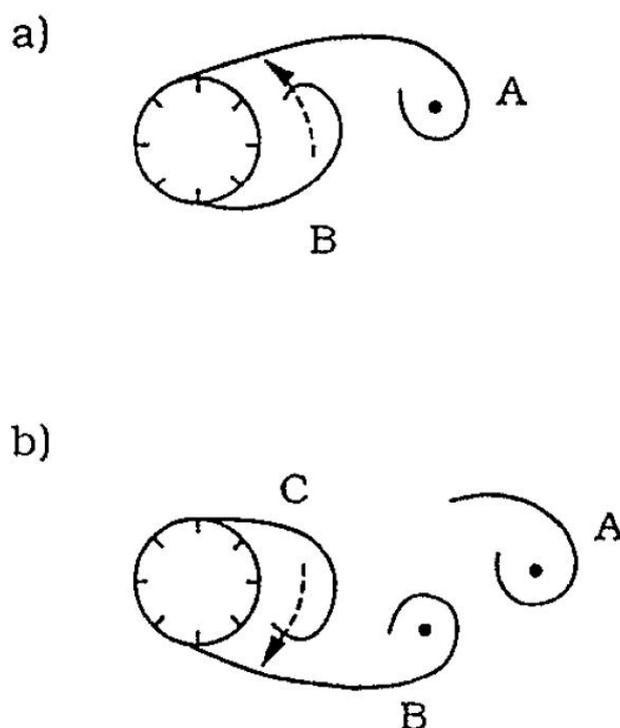


Fig. 3.10 – Desenho esquemático do mecanismo de desprendimento de vórtices, extraído de Ribeiro (2002).

Regimes de Desprendimento de Vórtices

Para estruturas cilíndricas lisas, o desprendimento de vórtices, em um escoamento subsônico permanente, é uma função do número de Reynolds (Blevins, 1990).

Segundo Sumer & Fredsøe (1997), os principais regimes de desprendimento de vórtices podem ser agrupados da seguinte maneira, representados na figura 3.11.

a) Regime sem separação ($Re < 5$) – não ocorre a separação da camada limite e, tampouco ocorre desprendimento de vórtices.

b) Regime laminar permanente ($5 < Re < 40$) – formação de um par de vórtices simétricos imediatamente à jusante do cilindro, não ocorre desprendimento. Existe certa controvérsia sobre o valor do número de Reynolds limite para esse regime, Ribeiro (2002) cita que o valor proposto por Sumer & Fredsøe (1997), $Re = 40$, não é o mais encontrado na literatura, enquanto Williamson (1996) propôs o valor limite de $Re = 49$ para esse regime. Neste trabalho optou-se por preservar os valores propostos por Sumer & Fredsøe (1997).

c) Regime de desprendimento laminar de vórtices ($40 < Re < 200$) – a esteira de vórtices é laminar e o desprendimento de vórtices é essencialmente bidimensional. O limite superior desse regime encontra grande variabilidade na literatura. Williamson (1996) apud Ribeiro (2002) define uma faixa entre 140 e 194, apesar de afirmar que estudos mais recentes apontam para um valor mais próximo de 194. Blevins (1990) apresenta o valor de 150.

d) Regime de transição turbulenta na esteira ($200 < Re < 300$) – a esteira laminar de vórtices sofre transição para esteira turbulenta. Conforme Williamson (1996) apud Ribeiro (2002) este regime é associado com alterações tridimensionais na formação de vórtices para $Re > 180$.

e) Regime Subcrítico ($300 < Re < 3 \times 10^5$) – a esteira é completamente turbulenta, mas a camada limite permanece laminar, nessa faixa o desprendimento de vórtices é forte e periódico (Blevins, 1990).

Nos regimes de f) a h) o desprendimento de vórtices regular é perturbado e o espectro de frequência do desprendimento de vórtices apresenta picos mais largos. (Schewe, 1983).

f) Regime Crítico ($3 \times 10^5 < Re < 3,5 \times 10^5$) – a camada limite laminar sofre transição para camada limite turbulenta, o ponto de transição desloca-se no sentido do ponto de separação para o ponto de estagnação com o aumento do número de Reynolds. Nesse regime, a transição ocorre apenas em um lado da camada limite sendo que o outro lado permanece laminar.

g) Regime Supercrítico ($3,5 \times 10^5 < Re < 1,5 \times 10^6$) – Nesse regime, a camada limite é turbulenta em ambos os lados, entretanto, o ponto de transição ainda não alcançou o ponto de estagnação.

h) Regime Superior de Transição ($1,5 \times 10^6 < Re < 4 \times 10^6$) – o ponto de transição alcança o ponto de estagnação e a camada limite torna-se completamente turbulenta de um lado e do outro lado a camada limite apresenta uma parte laminar e uma parte turbulenta.

i) Regime Transcrítico ($Re > 4 \times 10^6$) – a camada limite é totalmente turbulenta em ambos os lados e o desprendimento de vórtices torna-se regular novamente (Blevins, 1990). A classificação dos regimes de escoamento adotada por Blevins (1990) não corresponde à classificação adotada por Sumer & Fredsøe (1997). O regime correspondente ao transcrítico, na classificação de Blevins, ocorre a partir de $3,5 \times 10^6$ e denomina-se supercrítico. Neste trabalho, optou-se pela classificação de Sumer & Fredsøe.

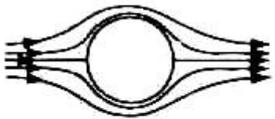
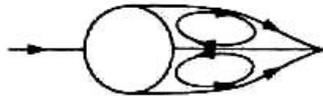
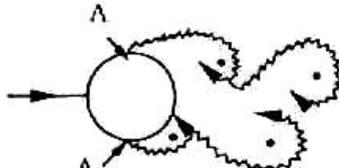
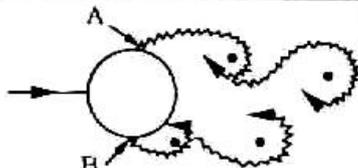
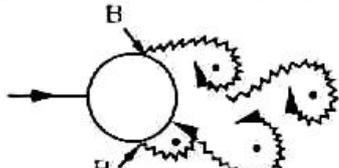
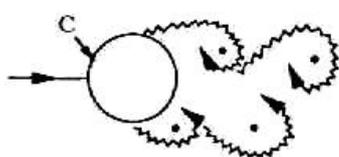
a)		Escoamento sem descolamento	$Re < 5$
b)		Par simétrico de vórtices fixos	$5 < Re < 40$
c)		Esteira de vórtices laminar	$40 < Re < 200$
d)		Transição turbulenta na esteira	$200 < Re < 300$
e)		Esteira completamente turbulenta A: descolamento laminar da camada limite	$300 < Re < 3 \times 10^5$ Subcrítico
f)		A: descolamento laminar da camada limite B: descolamento turbulento, mas a camada limite é laminar	$3 \times 10^5 < Re < 3,5 \times 10^5$ Crítico (Transição Inferior)
g)		B: descolamento turbulento, a camada limite é parcialmente turbulenta e parcialmente laminar	$3,5 \times 10^5 < Re < 1,5 \times 10^6$ Supercrítico
h)		C: camada limite completamente turbulenta em um lado	$1,5 \times 10^6 < Re < 4 \times 10^6$ Transição Superior
l)		C: camada limite completamente turbulenta em ambos os lados	$Re > 4 \times 10^6$ Transcrítico

Fig. 3.11 – Regimes de desprendimento de vórtices em função do número de Reynolds, Sumer & Fredsøe (1997).

Freqüência de Desprendimento de Vórtices

A freqüência adimensional de desprendimento de vórtices, denominada número de Strouhal S , é definida da seguinte forma:

$$S = \frac{f_v D}{U}, \quad (3.20)$$

onde: U – Velocidade da corrente livre;

D – Diâmetro do cilindro;

f_v – Freqüência de desprendimento de vórtices.

O número de Strouhal para um cilindro circular em um escoamento subsônico é uma função do número de Reynolds, apresentada na figura 3.12 e, em menor grau, da rugosidade da superfície e nível de turbulência do escoamento (Blevins, 1990).

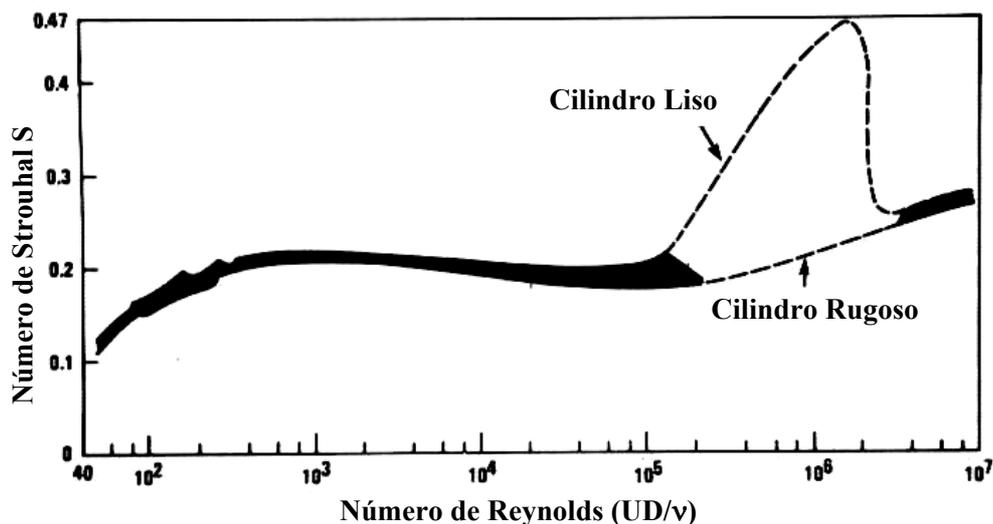


Fig. 3.12 – Variação do número de Strouhal com o número de Reynolds, Blevins (1990).

Para o regime de escoamento subcrítico, o número de Strouhal é praticamente constante e igual a $S = 0,2$ (Schewe, 1983; Achenbach & Heinecke, 1981). Segundo Schewe (1983), no regime crítico ocorrem duas discontinuidades A e B, como pode ser visto na figura 3.13, com valores do número de Strouhal respectivamente 0,3 e 0,48, confirmando os resultados de Bearman (1969) apud Schewe (1983) que encontrou 0,34 e 0,46 e Achenbach & Heinecke (1981) 0,34 e 0,5. No início do regime transcrito foram encontrados valores que variam entre 0,25 (Achenbach & Heinecke, 1981), 0,27 (Roshko, 1961, apud Schewe, 1983) e 0,29 (Schewe, 1983).

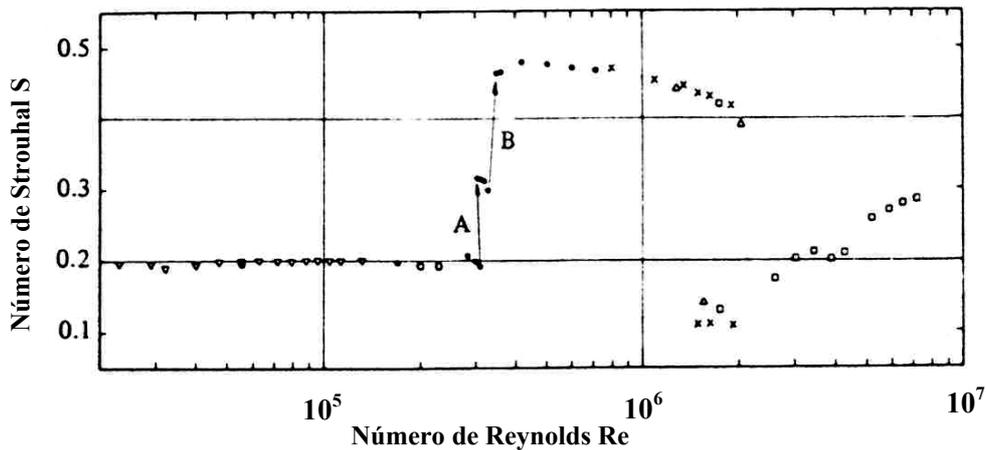


Fig. 3.13 – Variação do número de Strouhal para $10^4 < Re < 10^7$, Schewe (1983).

O desprendimento de vórtices, dependendo do número de Reynolds ou do regime do escoamento, pode apresentar uma frequência dominante ou várias frequências de desprendimento situadas em uma faixa relativamente larga (Schewe, 1983). Esse comportamento está representado na figura 3.15, extraída de Schewe (1983), onde são apresentados os espectros de frequência, para diversos valores do número de Reynolds, das flutuações da força de sustentação.

A influência da rugosidade da superfície na frequência de desprendimento de vórtices foi investigada por Achenbach & Heinecke (1981) através de testes em túnel de vento com cilindros de diversas rugosidades, seus resultados estão representados na figura 3.14. Segundo Sumer & Fredsøe (1997), baseado nos resultados obtidos por Achenbach & Heinecke (1981), para cilindros rugosos ($k_s/D > 3 \times 10^{-3}$) ocorre a passagem direta do regime subcrítico para o regime transcrito, para valores do número de Reynolds bem menores. O termo k_s refere-se à rugosidade equivalente de Nikuradse.

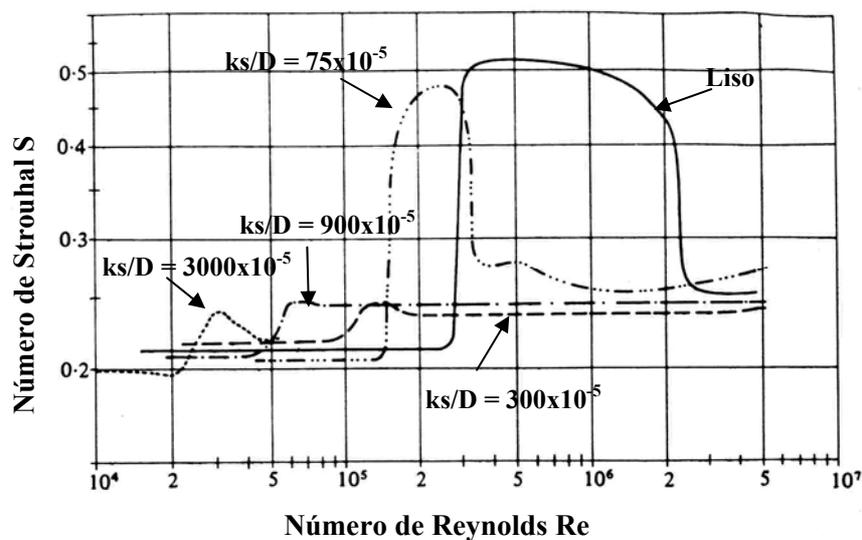


Fig. 3.14 – Efeito da rugosidade superficial sobre a relação S – Re, Achenbach & Heinecke (1981).

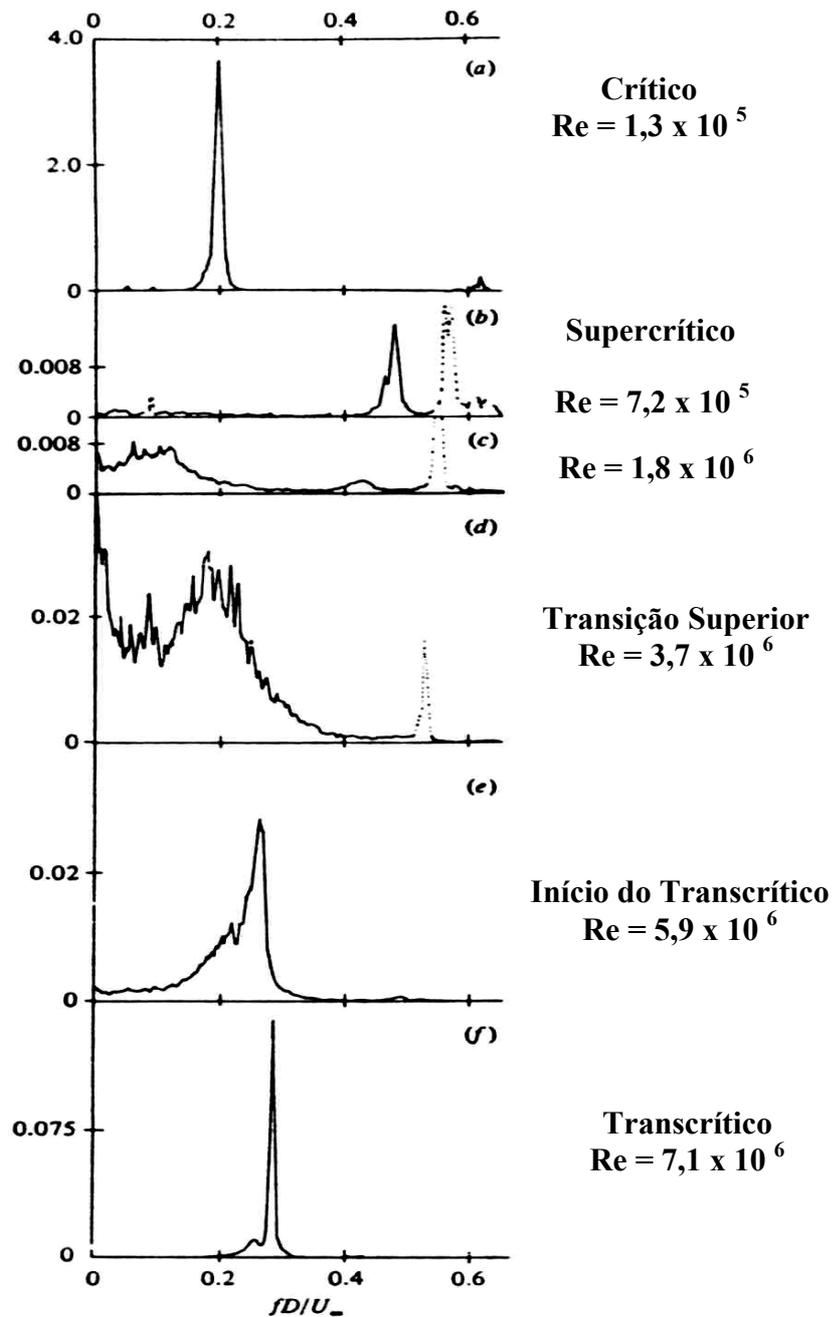


Fig. 3.15 – Espectros de frequência para as flutuações na força de sustentação, em diferentes regimes de escoamento, Schewe (1983).

Segundo Blevins (1990), a intensidade da turbulência da corrente livre, para flutuações de velocidade de até 10% da velocidade média do escoamento, não influi significativamente na determinação do coeficiente de sustentação e nas vibrações induzidas, no entanto, o aumento no nível de turbulência pode antecipar os regimes de escoamento, semelhante a um aumento no número de Reynolds. Por outro lado, segundo Sumer & Fredsøe (1997) o nível de turbulência no escoamento exerce considerável influência sobre o número de Strouhal e sobre os coeficientes de força, possuindo um efeito semelhante ao aumento na rugosidade superficial.

Desprendimento de vórtices em células e comprimento de correlação \mathcal{L}

Além das variações no desprendimento de vórtices citadas acima, provenientes das trocas de regime, o desprendimento de vórtices para esteiras turbulentas ($Re \geq 200$) ocorre em “células” ao longo do eixo do cilindro. O desprendimento de vórtices nessas “células”, para cilindros estacionários, geralmente não ocorre em fase e também possuem diferentes frequências de desprendimento de vórtices. O comprimento médio dessas células pode ser aproximado pelo comprimento de correlação \mathcal{L} , cujos valores típicos dependendo do número de Reynolds podem ser visualizados na tabela 3.1 extraída de Sarpkaya (1979).

Tab. 3.1 – Comprimentos de correlação em função do número de Reynolds, cilindros estacionários, Sarpkaya (1979).

Número de Reynolds	Comprimento de correlação \mathcal{L}
$40 < Re < 150$	15D-20D
$150 < Re < 10^5$	2D-3D
$10^4 < Re < 4,5 \times 10^4$	3D-6D
$Re > 10^5$	0,5D
$Re = 2 \times 10^5$	1,56D

O comprimento de correlação \mathcal{L} é definido da seguinte forma:

$$\mathcal{L} = \int_0^{\infty} R(z) dz, \quad (3.21)$$

$$R(z) = \frac{\overline{p'(z_{ref})p'(z_{ref}+z)}}}{\sqrt{p'^2(z_{ref})}\sqrt{p'^2(z_{ref}+z)}}, \quad (3.22)$$

onde: $R(z)$ – coeficiente de correlação;

p' – parte flutuante de alguma característica do escoamento medida ao longo do cilindro, por exemplo: componente de velocidade, componente de pressão;

z_{ref} – ponto de referência;

z – distância longitudinal entre dois pontos de medida. A barra superior significa quantidades médias ao longo do tempo.

Fox & West (1993) apud Fujarra (2002) investigaram as frequências de desprendimento de vórtices em um cilindro rígido em balanço na água (estacionário). Em seu estudo, foram encontradas diferentes frequências de desprendimento de vórtices, caracterizadas pelo número de

Strouhal S , ao longo do comprimento do cilindro. Essa variação pode ser vista na figura 3.16, onde $z = 0$ corresponde à extremidade livre do cilindro.

Além disso, escoamentos com gradientes de velocidades podem provocar desprendimento de vórtices em células com diferentes frequências ao longo do eixo do cilindro (Balasubramanian et al, 2001; Stansby, 1976).

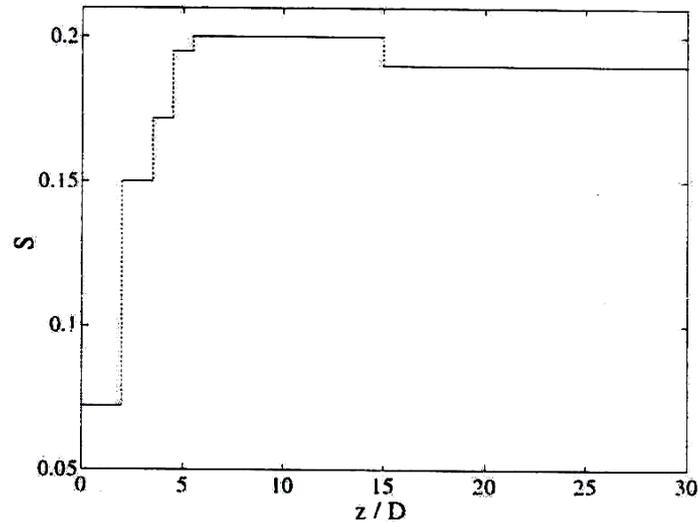


Fig. 3.16 – Variação do Número de Strouhal ao longo do comprimento de um cilindro rígido em balanço ensaiado em água, Fox & West (1993) apud Fajarra (2002).

Efeitos do Movimento do Cilindro sobre o Desprendimento de Vórtices

As considerações sobre o desprendimento de vórtices descritas anteriormente foram feitas para o caso do cilindro estacionário, entretanto, o movimento do cilindro (perpendicular ou longitudinal ao escoamento) pode alterar significativamente o fenômeno de desprendimento de vórtices (Bearman, 1984).

Segundo Blevins (1990), as vibrações transversais do cilindro, com frequências iguais ou próximas à frequência de desprendimento de vórtices, podem causar os seguintes efeitos:

- Aumento na intensidade dos vórtices;
- Aumento no comprimento de correlação da esteira;
- Aumento na força de arrasto média sobre o cilindro;
- Alterações de fase, seqüência e padrões dos vórtices na esteira – a vibração do cilindro causa o surgimento de diferentes modos de desprendimento de vórtices, esses modos foram investigados por diversos pesquisadores, dos quais se pode citar os trabalhos de Williamson & Roshko (1988) e Govardhan & Williamson (2000) para o caso de oscilações transversais e os trabalhos de King et al. (1973) e Okajima et al. (2004) para oscilações longitudinais. De forma

resumida, ocorrem dois modos principais de desprendimento de vórtices em oscilações transversais, esses modos são denominados 2S e 2P.

O modo 2S consiste no desprendimento de dois vórtices simples alternados por ciclo de vibração, esse é o padrão de desprendimento de vórtices mais familiar, também conhecido como vórtices de von Karman. O modo 2P consiste no desprendimento de dois pares de vórtices por ciclo de oscilação. Segundo Sumer & Fredsøe (1997), cilindros oscilando com velocidades reduzidas próximas a 6,5 sofrem uma súbita mudança no modo de desprendimento de vórtices, de 2S para 2P.

- Fenômeno de sincronização ou “lock-in”, no qual a dinâmica de vibração do cilindro assume o controle sobre o processo de desprendimento de vórtices, fazendo com que o desprendimento de vórtices ocorra com a mesma frequência de oscilação do cilindro.

Devido a sua importância no fenômeno de VIV, a sincronização será tratada em uma seção separada.

O aumento na amplitude transversal de oscilação A/D , em cilindros vibrando próximos a frequência de desprendimento de vórtices, aumenta a organização na esteira de vórtices. O coeficiente de correlação do desprendimento de vórtices ao longo do eixo do cilindro aumenta com o aumento das amplitudes de vibração. A correlação é uma medida da tridimensionalidade do desprendimento de vórtices, assim, a correlação igual a 1,0 implica em escoamento bidimensional (Blevins, 1990). A figura 3.17 a seguir, extraída de Blevins (1990), ilustra essa relação.

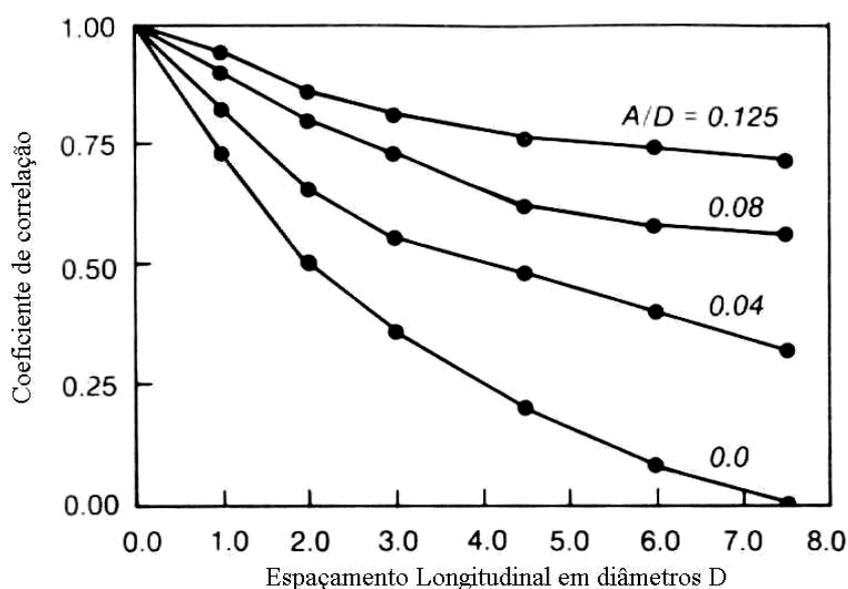


Fig. 3.17 – Coeficiente de correlação ao longo do cilindro, para diversas amplitudes de oscilação, Blevins (1990).

3.2.2 Sincronização

A sincronização pode ser definida quando a frequência característica da esteira torna-se igual à frequência de vibração do cilindro (Khalak & Williamson, 1999). O movimento do cilindro assume o controle do mecanismo de instabilidade que produz o desprendimento de vórtices (Bearman, 1984). Assim, o cilindro e a esteira possuem a mesma frequência característica e a frequência de Strouhal do desprendimento de vórtices f_s é suprimida em favor de uma única frequência sincronizada de vibração e desprendimento de vórtices (Griffin & Ramberg, 1974).

A faixa de frequências para as quais ocorre a sincronização depende da amplitude de oscilação e do número de Reynolds (Stansby, 1976). O aumento na amplitude de vibração aumenta a possibilidade do desprendimento de vórtices sincronizar-se com a oscilação (Blevins, 1990).

Para as vibrações transversais à direção do escoamento principal, a faixa de sincronização distribui-se, conforme apresentado na figura 3.18, em torno da frequência de Strouhal (Griffin & Ramberg, 1974). Ainda segundo Blevins (1990), a sincronização pode ocorrer para múltiplos e submúltiplos da frequência de Strouhal. A figura 3.18 foi adaptada de Blevins (1990) onde, os valores para os números de Reynolds $Re = 100, 200, 300$ foram extraídos de Koopman (1967) e os valores do número de Reynolds $Re = 3600$ e 9200 foram extraídos de Stansby (1976).

Na figura 3.18 fica evidente a influência da amplitude de oscilação sobre a faixa de sincronização do desprendimento de vórtices. Assim, por exemplo, para amplitudes de oscilação de $0,2D$ a faixa de sincronização pode variar entre $0,75$ a $1,3$ da frequência de Strouhal (f_s), para $Re = 9200$ e para $Re = 100$ entre $0,8$ e $1,2 f_s$. O aumento no número de Reynolds para $100 < Re < 3600$, alarga a faixa de sincronização, mas para $Re = 9200$ a faixa de sincronização é menor que para $Re = 3600$. Assim, a maneira como o número de Reynolds influencia a faixa de sincronização não é evidente pela análise dos dados acima, sendo necessárias investigações para valores maiores do número de Reynolds.

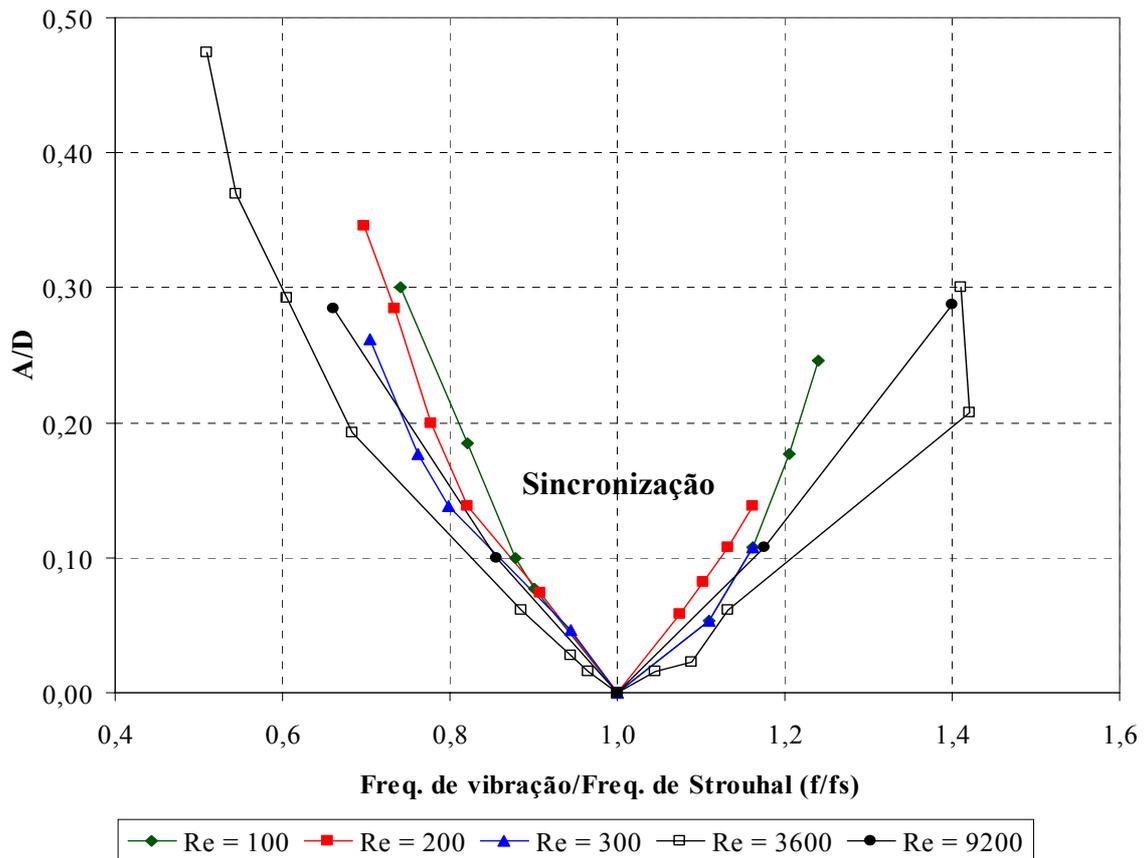


Fig. 3.18 – Faixa de sincronização para vibrações transversais, adaptado de Blevins (1990).

Para as vibrações longitudinais, a faixa de sincronização distribui-se aproximadamente em torno do dobro do valor da frequência de Strouhal (King et al, 1973; Griffin & Ramberg, 1974), como pode ser visualizado na figura 3.19. Griffin & Hall (1991) citam ainda que Ongoren & Rockwell (1988) observaram vibrações longitudinais para frequências três e quatro vezes maior que a frequência de Strouhal (f_s).

A figura 3.19 foi adaptada de Griffin & Ramberg (1976), onde os valores para $Re = 190$ foram extraídos de Griffin & Ramberg (1976), $Re = 4000$ e $Re = 80$ de Tanida et al (1973) e $Re = 100$ de Tatsuno (1972). Novamente, a influência do número de Reynolds não está clara, pois a maioria dos valores corresponde a $Re < 200$, existindo apenas dois pontos para $Re = 4000$. A influência da amplitude de oscilação sobre a faixa de sincronização é semelhante ao caso de oscilações transversais.

Os dados de Griffin & Ramberg (1976) foram obtidos em ensaios com oscilação forçada e para baixos números de Reynolds, mas, segundo o autor, seus dados podem ser comparados com vibrações induzidas pelo escoamento.

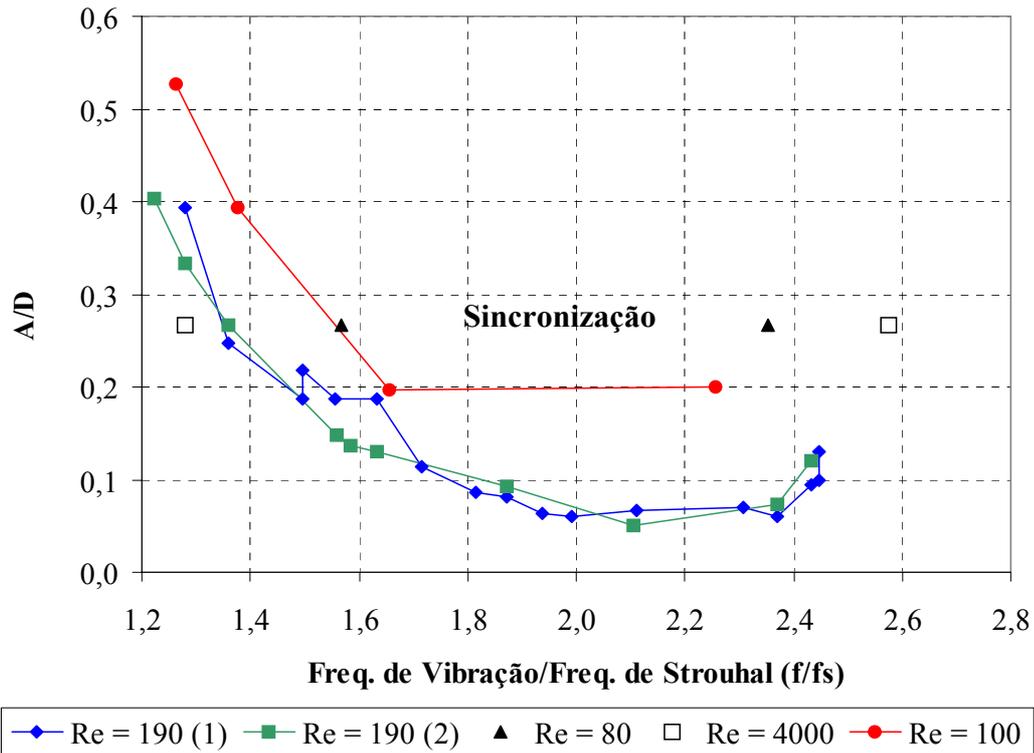


Fig. 3.19 – Faixa de sincronização para vibrações longitudinais, adaptado de Griffin & Ramberg (1976).

3.2.3 Forças em cilindros submetidos a escoamento permanente

O escoamento de um fluido ao redor de um cilindro exerce força sobre este. A força exercida deve-se, em um escoamento permanente, a dois componentes: a pressão e as tensões tangenciais entre o fluido e a superfície.

As forças atuantes sobre o cilindro podem ser decompostas na direção paralela ao escoamento principal e na direção transversal. A componente na direção paralela é denominada força de arrasto F_D e a componente transversal é denominada força de sustentação F_L .

Considerando o cilindro estacionário representado na figura 3.20, a força de arrasto média por unidade de comprimento do cilindro é calculada pela seguinte expressão (Sumer & Fredsøe, 1997):

$$\bar{F}_D = \int_0^{2\pi} \bar{p} r_o \cos\phi d\phi + \int_0^{2\pi} \bar{\tau}_o r_o \cos\phi d\phi, \quad (3.23)$$

onde: \bar{F}_D – força de arrasto média por unidade de comprimento;

\bar{p} – distribuição de pressão média na superfície;

$\bar{\tau}_o$ – distribuição das tensões médias de cisalhamento;

r_o – raio do cilindro;

ϕ – ângulo de integração das pressões e tensões de cisalhamento.

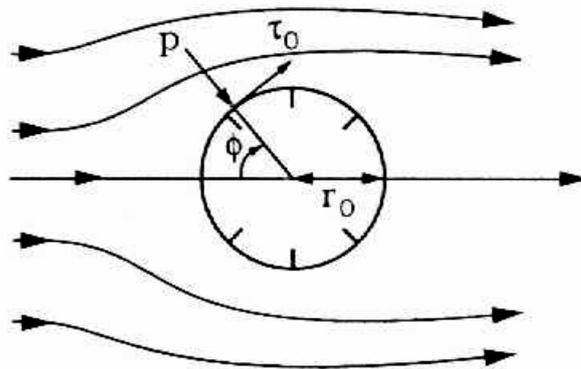


Fig. 3.20 – Desenho esquemático para a dedução da eq. (3.23), Sumer & Fredsøe (1997).

A força de sustentação média é nula, devido à simetria do escoamento. Entretanto, seu valor instantâneo não é nulo (Sumer & Fredsøe, 1997).

Os componentes das forças são geralmente representados por seus respectivos coeficientes de arrasto C_D e sustentação C_L , definidos da seguinte forma:

$$C_D = \frac{F_D}{\frac{1}{2} \rho D U^2}, \quad (3.24) \quad C_L = \frac{F_L}{\frac{1}{2} \rho D U^2}. \quad (3.25)$$

A força de arrasto oscila em torno de um valor médio com o dobro da frequência de desprendimento de vórtices, ou metade do período e, a força de sustentação oscila em torno de zero, mas pode atingir valores extremos consideráveis (Sumer & Fredsøe, 1997). Esse comportamento pode ser visualizado na figura 3.21, obtida através da integração das distribuições de pressões da figura 3.7.

As amplitudes de oscilação da força de arrasto e de sustentação não são constantes ao longo do desprendimento de vórtices (figura 3.21) podendo variar de um período a outro e em algumas vezes não estão presentes em determinados períodos, entretanto, a magnitude dessas amplitudes pode ser representada por seus parâmetros estatísticos, tal como sua raiz média quadrática (Sumer & Fredsøe, 1997).

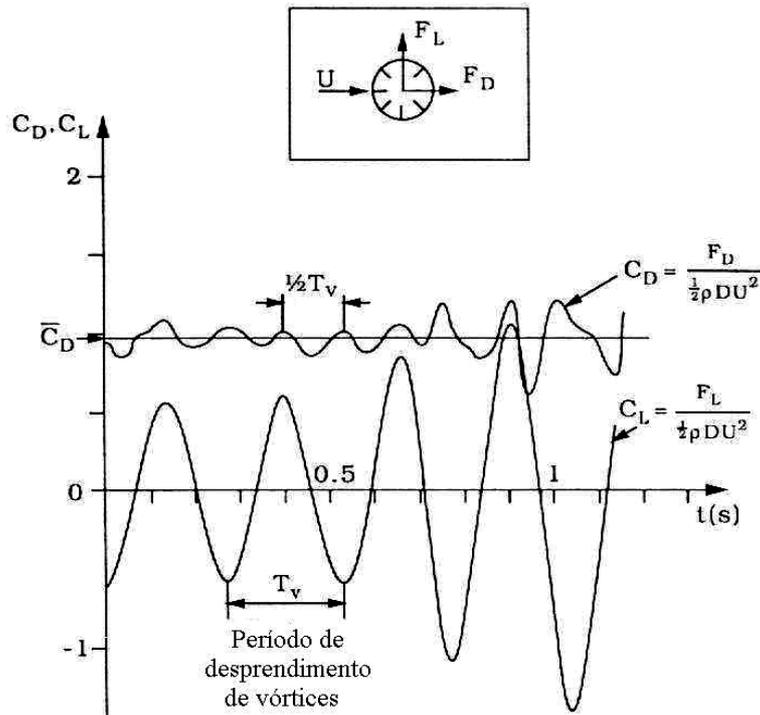


Fig. 3.21 – Flutuações de forças durante o desprendimento de vórtices para cilindro estacionário, Drescher (1956) apud Sumer & Fredsøe (1997).

Novamente, os valores das flutuações das forças de sustentação e arrasto, F'_L e F'_D respectivamente, podem ser representados por seus respectivos coeficientes de sustentação C'_L e arrasto C'_D , definidos da seguinte maneira:

$$C'_L = \frac{F'_L}{\frac{1}{2} \rho D U^2}, \quad (3.26) \quad C'_D = \frac{F'_D}{\frac{1}{2} \rho D U^2}. \quad (3.27)$$

As flutuações nas forças de arrasto e sustentação dependem do número de Reynolds, pois este influencia os regimes de desprendimento de vórtices conforme já mencionado (figura 3.11). Essa dependência está ilustrada na figura 3.22, extraída de Sumer & Fredsøe (1997), onde as flutuações nas forças são representadas pelas raízes médias quadráticas de seus respectivos coeficientes em função do número de Reynolds.

Pela análise da figura 3.22 ficam evidentes as grandes alterações nos valores das flutuações de força devido às modificações nos regimes de desprendimento de vórtices. O início dos dados apresentados encontra-se dentro do regime subcrítico e com o aumento do número de Reynolds as flutuações atingem valores máximos para $Re \cong 80.000$, ocorrendo logo após uma queda brusca nas flutuações, ainda dentro do regime subcrítico. Os valores mínimos ocorrem no regime supercrítico com posterior acréscimo nos regimes seguintes.

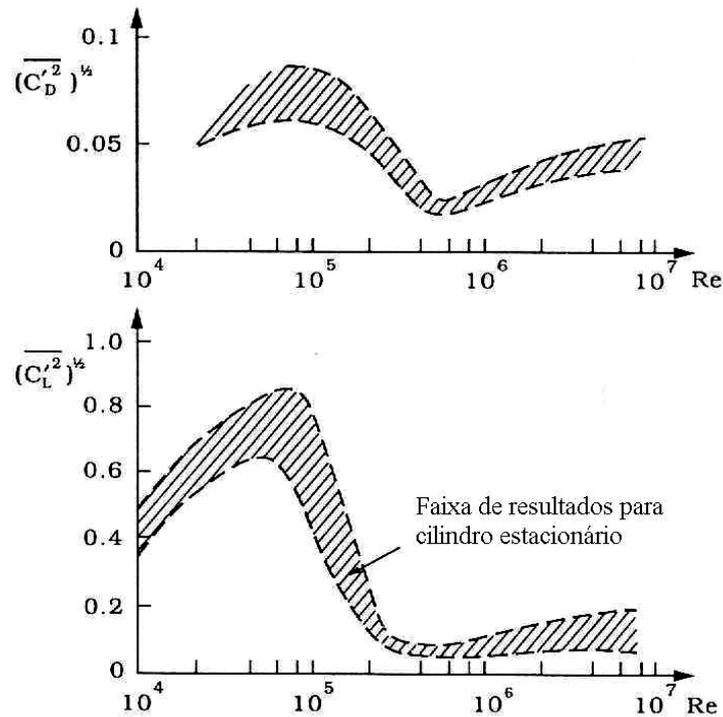


Fig. 3.22 – Flutuações nas forças de arrasto e sustentação para $10^4 < Re < 10^7$, Sumer & Fredsøe (1997).

A grande redução nos valores da raiz média quadrática de C'_L , no regime supercrítico, deve-se ao fato de que, nesse regime, a interação entre os vórtices na esteira é consideravelmente mais fraca, em parte devido à separação da camada limite ocorrer para posições angulares maiores, conseqüentemente os vórtices estão mais próximos, e em parte devido à separação da camada limite ser turbulenta (Sumer & Fredsøe, 1997). Outro fato digno de nota refere-se às amplitudes das oscilações das forças de arrasto e de sustentação. As flutuações da força de sustentação possuem amplitudes uma ordem de magnitude superior às oscilações da força de arrasto (King et al, 1973; Sumer & Fredsøe, 1997).

O aumento das amplitudes de oscilação causa aumento no arrasto médio sobre o cilindro. A determinação desse acréscimo na força de arrasto é extremamente importante para o projeto seguro de estruturas submetidas a escoamento, pois, para vibrações induzidas por vórtices, o coeficiente de arrasto pode atingir valores entre 2,5 e 3,0 vezes o valor do coeficiente de arrasto para o caso estacionário (Blevins, 1990). Esse comportamento pode ser visto na figura 3.23.

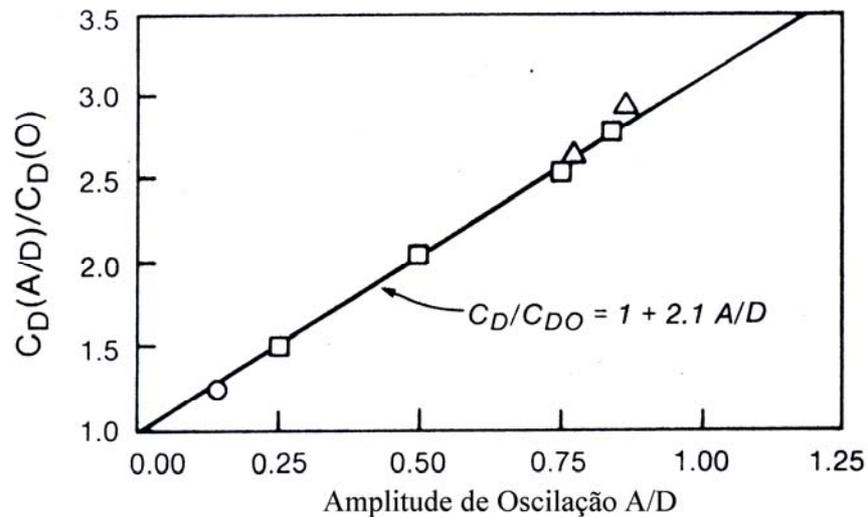


Fig. 3.23 – Aumento no coeficiente de arrasto com a amplitude, extraído de Blevins (1990).

3.2.4 Variáveis adimensionais mais importantes

O comportamento dos cilindros submetidos ao fenômeno de VIV é descrito, em geral, através da amplitude adimensional A/D , que é a amplitude de oscilação do cilindro dividida pelo seu respectivo diâmetro, e da frequência adimensional f_d/f_{na} de oscilação, que é a frequência dominante de oscilação do sistema dividida pela frequência natural de oscilação na água. Detalhes sobre como são determinadas essas frequências são apresentados na seção de metodologia experimental.

As variáveis adimensionais independentes mais importantes que influenciam o fenômeno de vibrações induzidas por vórtices em cilindros elásticos e/ou elasticamente montados são:

- Velocidade Reduzida (V_r);
- Razão de Massa (m^*);
- Parâmetro de massa-amortecimento (m^*+C_A) ζ ;
- Parâmetro de Estabilidade (K_s);
- Parâmetro de Skop-Griffin S_G ;
- Número de Reynolds Re ;
- Rugosidade Superficial;
- Razão de Aspecto L/D ;

A seguir é feita a caracterização de cada uma dessas variáveis bem como a sua influência no fenômeno de vibrações induzidas por vórtices.

Velocidade Reduzida V_r

A velocidade reduzida é definida como a razão entre a velocidade do escoamento e o produto entre a frequência natural do sistema e seu respectivo diâmetro. Em ensaios com água, adota-se, em geral, a frequência natural de oscilação do sistema para o caso de escoamento nulo.

$$V_r = \frac{U}{f_n D}, \quad (3.28)$$

onde f_n – frequência natural de oscilação.

Uma resposta típica do comportamento das amplitudes adimensionais A/D de oscilação em função da velocidade reduzida pode ser vista na figura 3.25, extraída de Sumer & Fredsøe (1997), com uma curva para resposta em água e outra curva para resposta em ar.

Segundo Sarpkaya (1979), as vibrações transversais no ar ocorrem entre $4,75 < V_r < 8$ e a amplitude máxima ocorre na faixa $5,5 < V_r < 6,5$. Para a água a faixa onde ocorrem oscilações é $4,5 < V_r < 10$ e a amplitude máxima ocorre entre $6,5 < V_r < 8$.

Razão de Massa m^*

A razão de massa m^* é a razão entre a massa do sistema e a massa de fluido deslocado pelo mesmo, sendo determinada pela seguinte expressão:

$$m^* = \frac{m}{\frac{\pi}{4} \rho l D^2}, \quad (3.29)$$

onde: m – massa do cilindro;

l – comprimento do cilindro;

ρ – massa específica do fluido.

Adotou-se essa definição, ao longo desta dissertação, uma vez que a mesma foi utilizada em diversos trabalhos publicados recentemente, tais como: Khalak & Williamson (1996, 1997a, 1997b, 1999), Fajarra (1997, 2002), Fajarra et al. (2001), Govardan & Williamson (2000, 2001, 2002), Jauvtis & Williamson (2003, 2004), Flemming & Williamson (2005).

Existe ainda outra definição de razão de massa comumente adotada, Sumer & Fredsøe (1997) definem a razão de massa M pela seguinte expressão:

$$M = \frac{(m + m')}{\rho l D^2} \quad (3.30)$$

onde: m' – massa adicional de água devido ao movimento do cilindro.

A massa adicional m' corresponde à massa de fluido posta em movimento pela oscilação do cilindro. Para o caso de um cilindro movendo-se com aceleração constante em um fluido ideal em repouso, seu valor é igual a $\rho \pi r^2 l$ (Blevins, 1990), onde r é o raio e l o comprimento do cilindro. Definindo-se o coeficiente de massa adicional C_A como a razão entre a massa adicional real e a massa adicional calculada para o caso de cilindro com aceleração uniforme em fluido ideal em repouso, têm-se a seguinte expressão:

$$C_A = \frac{m'}{\frac{\pi}{4} \rho l D^2}. \quad (3.31)$$

O valor real da massa adicional é uma função da velocidade reduzida do escoamento. Vikestad et al. (2000) realizaram uma série de ensaios com cilindros rígidos horizontais elasticamente montados em água, para determinar esse comportamento. O gráfico apresentado na figura 3.24 reproduz sua curva de $C_A \times V_r$ para três repetições do mesmo ensaio. Observando este gráfico, nota-se que o coeficiente de massa adicional C_A apresenta um comportamento monotônico decrescente, que tende para um valor assintótico à medida que V_r aumenta.

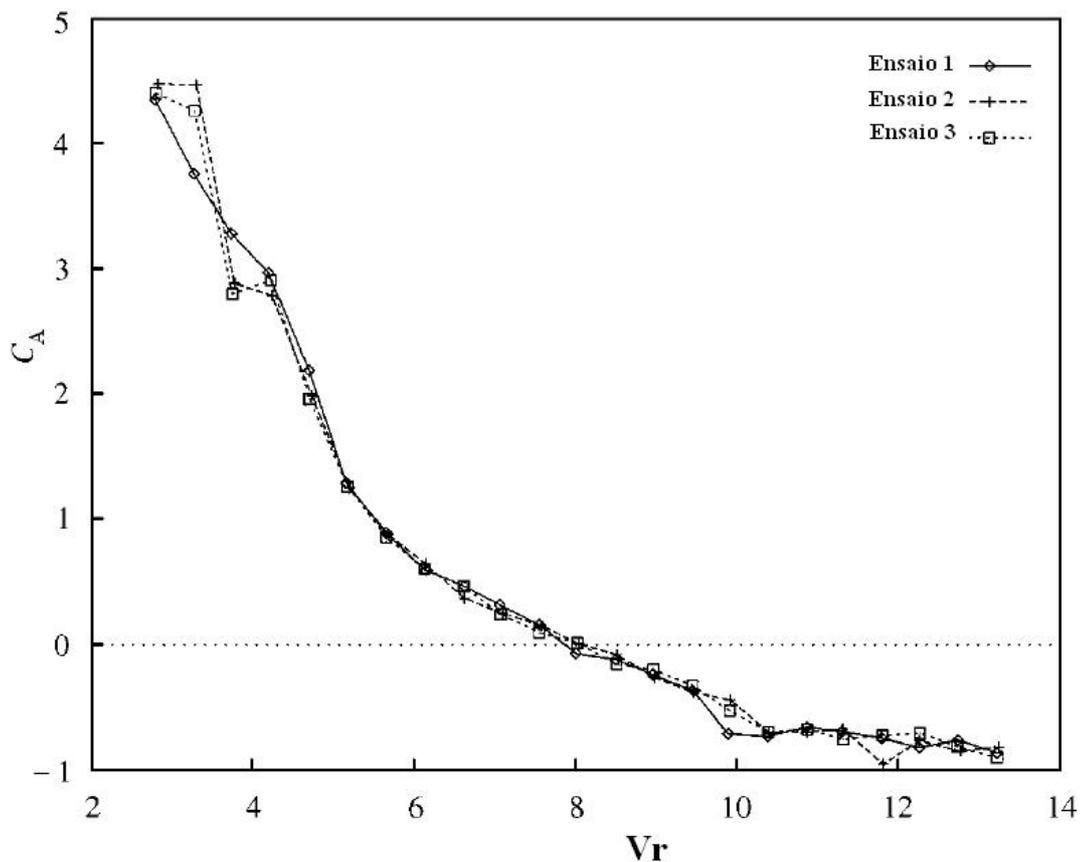


Fig. 3.24 – Variação do coeficiente de massa adicional C_A em função da velocidade reduzida, extraído de Vikestad et al. (2000).

O coeficiente de massa adicional torna-se nulo para uma $V_r \cong 8,0$. Segundo Fajarra (2002) esse ponto corresponderia ao pico do fenômeno de sincronização. A partir desse ponto, o coeficiente de massa adicional assume valores negativos à medida que a força de sustentação vai saindo de fase com relação ao deslocamento transversal.

Apesar da variação do coeficiente de massa adicional em relação à velocidade reduzida, esse coeficiente varia ao longo do ensaio de um cilindro, têm sido adotado como prática comum usar o valor de $C_A=1,0$ (cilindro acelerando em um fluido ideal em repouso). Nessa dissertação adotou-se a mesma prática com o objetivo de comparar os resultados obtidos neste trabalho com valores publicados. Como no decorrer da dissertação não foram realizadas determinações do valor de C_A para o caso de $V_r = 0$, adotou-se $C_A = 1,0$. Segundo Khalak & Williamson (1997b) a adoção dessa hipótese resultou, para seus ensaios, em uma diferença de 3% nos valores de frequência natural calculados utilizando essa hipótese.

A razão de massa influencia tanto a amplitude de oscilação como a frequência.

A influência da razão de massa sobre a amplitude do movimento pode ser vista na figura 3.25, onde estão representadas duas curvas de amplitude de resposta para diferentes valores de M . Para valores de M menores, a faixa de excitação é maior, mas, apesar disso, as amplitudes máximas não diferem substancialmente.

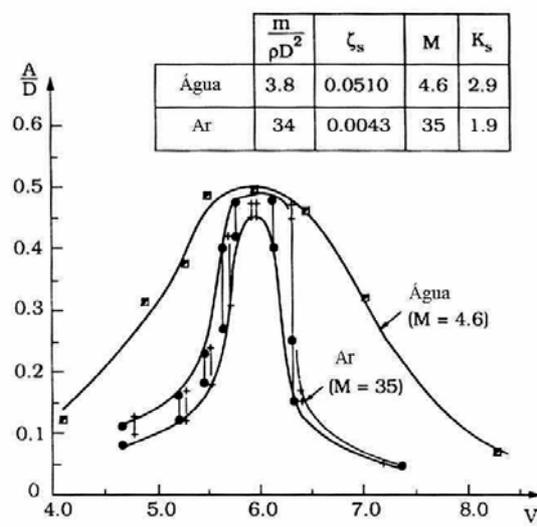


Fig. 3.25 – Variação da amplitude de resposta com a velocidade reduzida, para diferentes razões de massa, Sumer & Fredsøe (1997).

A influência da razão de massa m^* sobre a frequência manifesta-se da seguinte forma:

- Para valores de m^* grandes, de ordem 100, valores típicos de m^* quando o fluido é ar, a frequência de vibração do sistema coincide com a frequência natural da estrutura durante a sincronização (figura 3.26);
- Para valores de m^* baixos, de ordem 1, valores de m^* quando o fluido é água, a frequência de vibração na sincronização não corresponde à frequência natural do sistema, mas cresce monotonamente com a velocidade V_r até o fim da faixa de sincronização (figura 3.27).

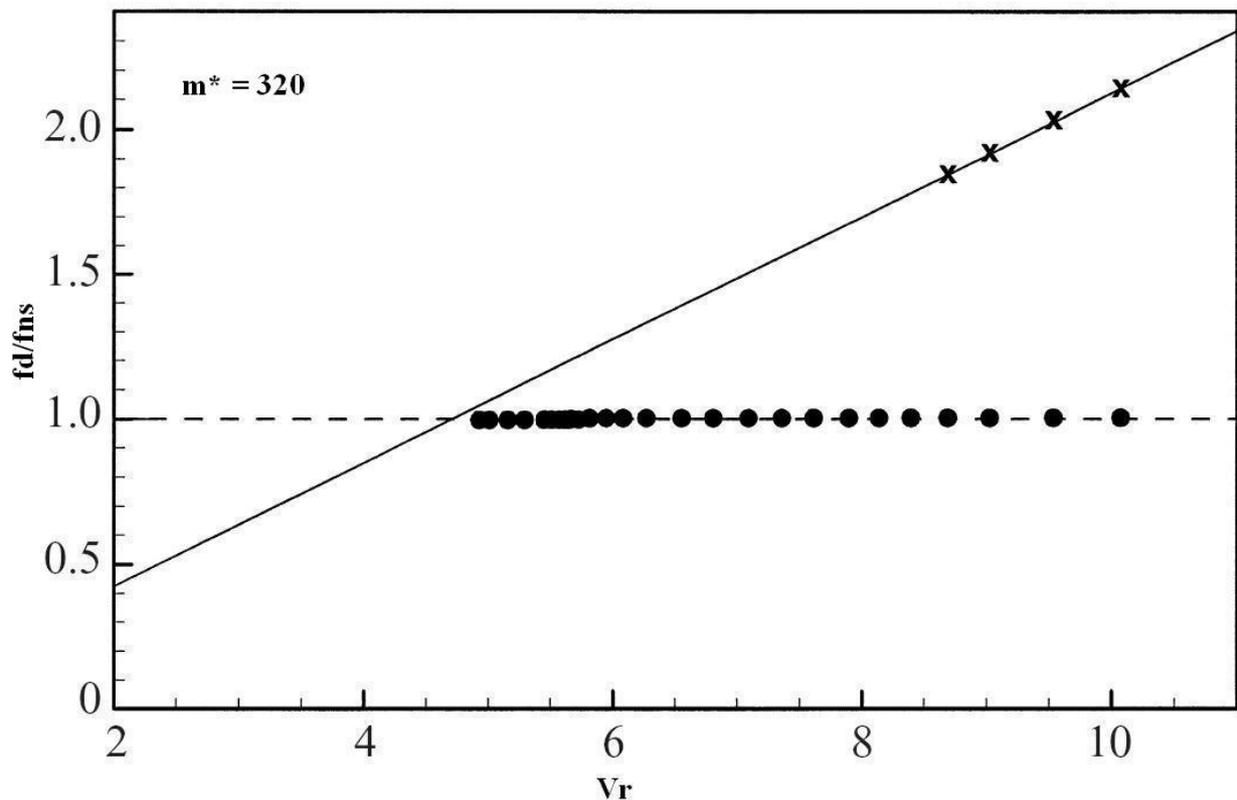


Fig. 3.26 - Curva de frequência adimensional f_d/f_{ns} em função de V_r para um sistema com $m^* = 320$ (ar) e $(m^*+C_A)\zeta = 0,251$, extraído de Govardhan & Williamson (2000).

Essa diferença no comportamento da frequência adimensional entre os cilindros ensaiados no ar e na água é atribuída à influência da massa adicional. A massa adicional aumenta a massa total do sistema, reduzindo assim sua frequência natural. Entretanto, o valor de frequência natural utilizado na curva de frequência adimensional provém de ensaios realizados com o fluido em repouso, como visto anteriormente a massa adicional depende da velocidade reduzida, assim, durante o escoamento ocorrem modificações na massa adicional do sistema que alteram a frequência natural real do sistema. O uso de uma frequência natural fixa, determinada para ensaios com fluido em repouso, causa esse tipo de comportamento, observado na figura 3.27, nos ensaios com baixos valores de m^* . No caso de grandes valores de m^* a influência da massa

adicional é desprezível, pois as pequenas modificações na massa adicional não são suficientes para causar alterações significativas nas frequências naturais de oscilação do sistema.

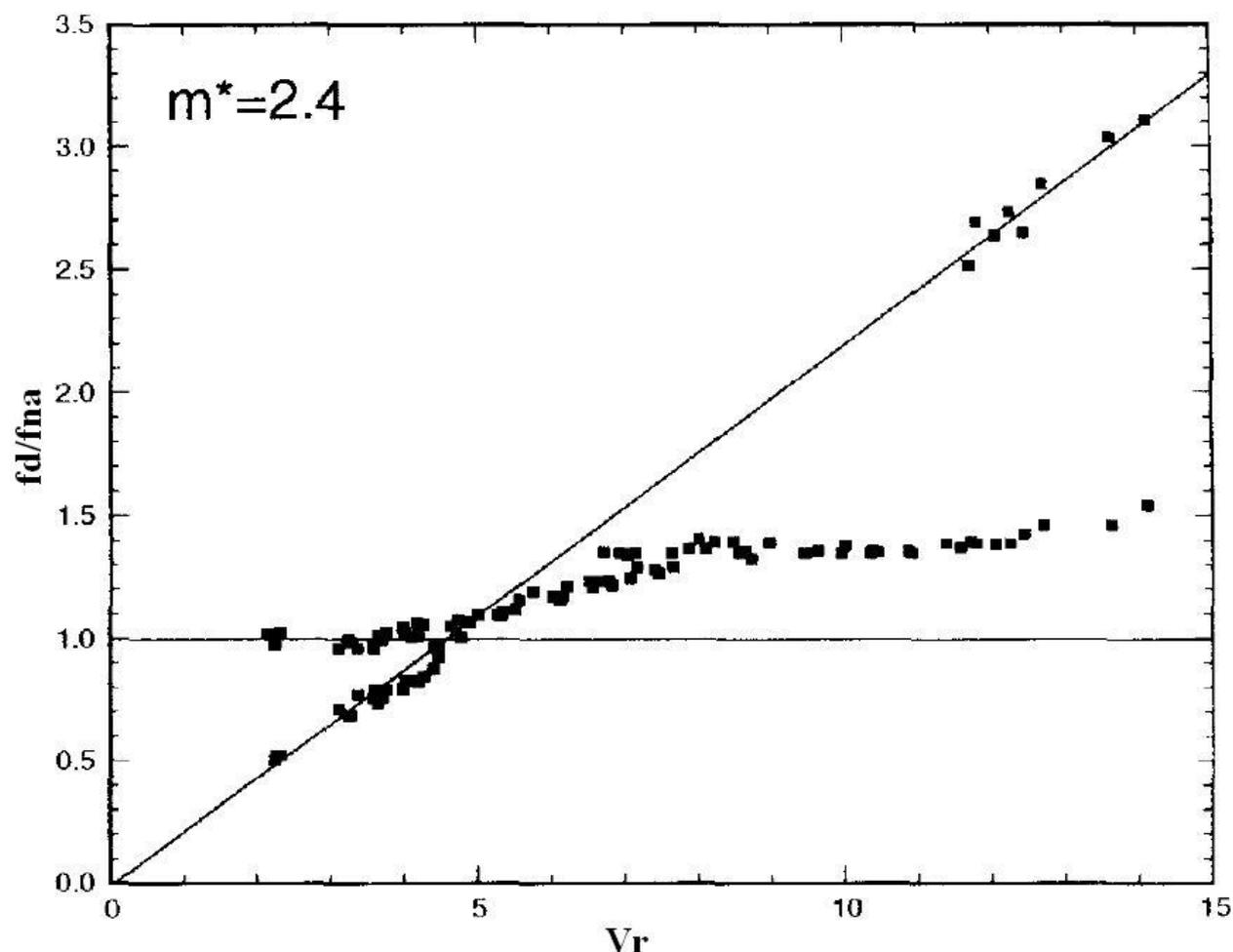


Fig. 3.27 - Curva de frequência adimensional f_d/f_{na} em função de V_r para um sistema com $m^*=2,4$ (água), extraído de Khalak & Williamson (1997b).

Parâmetro de massa-amortecimento $(m^+C_A)\zeta$*

O parâmetro de massa-amortecimento $(m^*+C_A)\zeta$ é formado pelo produto entre a razão de massa m^* , incluindo o efeito da massa adicional através do coeficiente C_A , e a razão de amortecimento ζ da estrutura, algumas vezes denominada de amortecimento estrutural, sem incluir o efeito do amortecimento viscoso causado pela água.

Nesta dissertação adotou-se como razão de amortecimento ζ o valor obtido através dos testes de pulso com os cilindros no ar, desprezando assim os efeitos da massa adicional do ar, ressaltando que o mesmo procedimento foi adotado no trabalho de Khalak & Williamson (1997b).

Em geral, com a redução dos valores do parâmetro $(m^*+C_A)\zeta$, ocorre o aumento das amplitudes máximas de oscilação. Tal comportamento pode ser visualizado na figura 3.28, que reproduz alguns resultados encontrados por Khalak & Williamson (1999) para várias razões de massa m^* e para dados publicados por Griffin (1980).

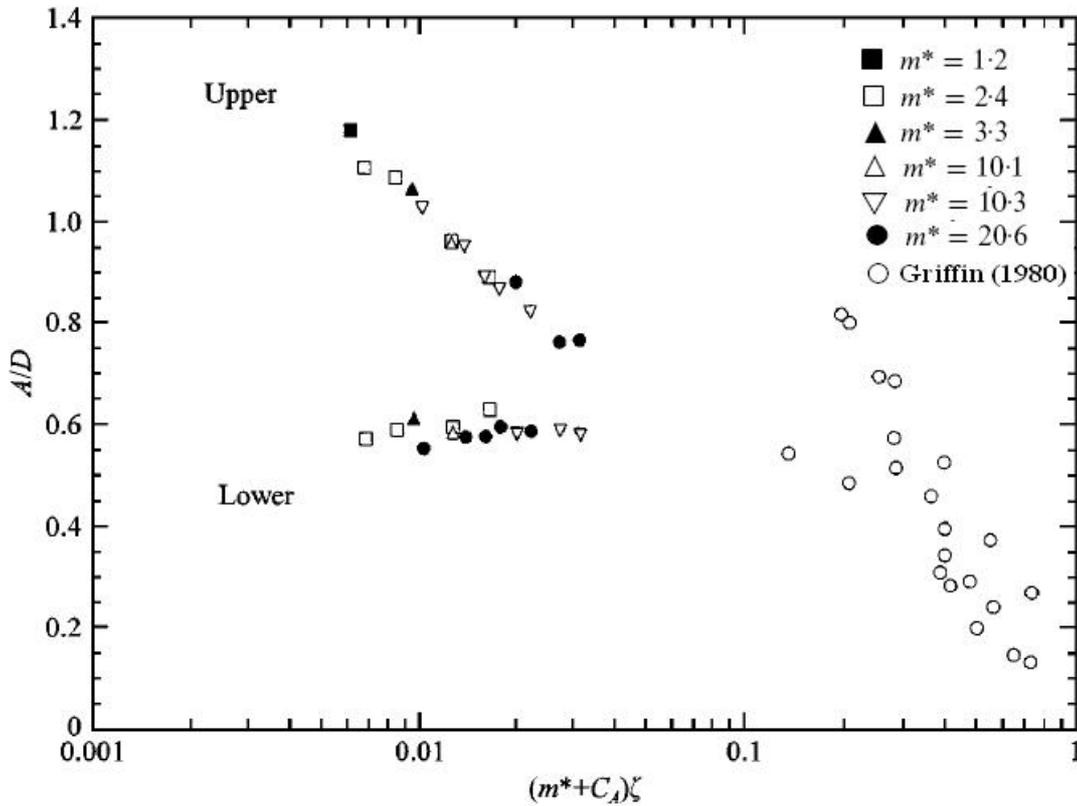


Fig. 3.28 - Curva de A/D versus $(m^*+C_A)\zeta$, extraído de Khalak & Williamson (1999).

O uso do parâmetro acima apresentado está baseado na suposição de que os parâmetros razão de massa m^* e razão de amortecimento ζ não influenciam o comportamento do cilindro de maneira independente, mas de maneira combinada. A validade dessa suposição tem recebido sucessivas críticas ao longo dos anos, segundo Williamson & Govardhan (2004) essa questão foi levantada em diversos artigos publicados por Sarpkaya (1978, 1979, 1993, 1995). Para Sarpkaya a resposta dinâmica do sistema é governada, entre outros fatores, pelos parâmetros m^* e ζ de forma independente e não simplesmente pelo parâmetro $m^* \zeta$. O parâmetro $m^* \zeta$ é semelhante à $(m^*+C_A)\zeta$, sem incorporar a massa adicional da água.

Ainda segundo Sarpkaya, o uso do parâmetro $(m^*+C_A)\zeta$ seria válido apenas para valores de $(m^*+C_A)\zeta > 0,403$. A maioria dos ensaios realizados até a presente data está abaixo desse limite, implicando assim que a hipótese de validade do uso de $(m^*+C_A)\zeta$ não seria adequada para a maioria dos resultados experimentais existentes.

Griffin & Ramberg (1982) apud Williamson & Govardhan (2004) realizaram dois ensaios com os mesmos valores de $(m^*+C_A)\zeta = 0,20-0,24$, mas com diferentes razões de massa, $m^*=4,8$ e 43. Encontrou-se então, que para razões de massa menores, a faixa de sincronização é maior e que a amplitude máxima permanece praticamente igual nos dois casos, em torno de $0,5D$, apesar de $(m^*+C_A)\zeta < 0,403$.

Nos experimentos de Khalak & Williamson (1996) não foram encontradas grandes diferenças de amplitudes máximas entre sistemas com o mesmo $(m^*+C_A)\zeta$, mas diferentes valores de m^* e ζ , para $(m^*+C_A)\zeta > 0,014$. Entretanto, os sistemas apresentaram diferentes comportamentos de respostas. O sistema com a menor razão de massa apresentou uma faixa de sincronização bem maior, como no trabalho de Griffin & Ramberg. Na figura 3.29 são apresentadas as curvas das respostas dos dois sistemas, onde as curvas de respostas de Khalak & Williamson apresentam um patamar inferior de oscilação que ocorre logo após atingir a máxima oscilação, diferente dos sistemas ensaiados nessa dissertação que não apresentaram esse patamar.

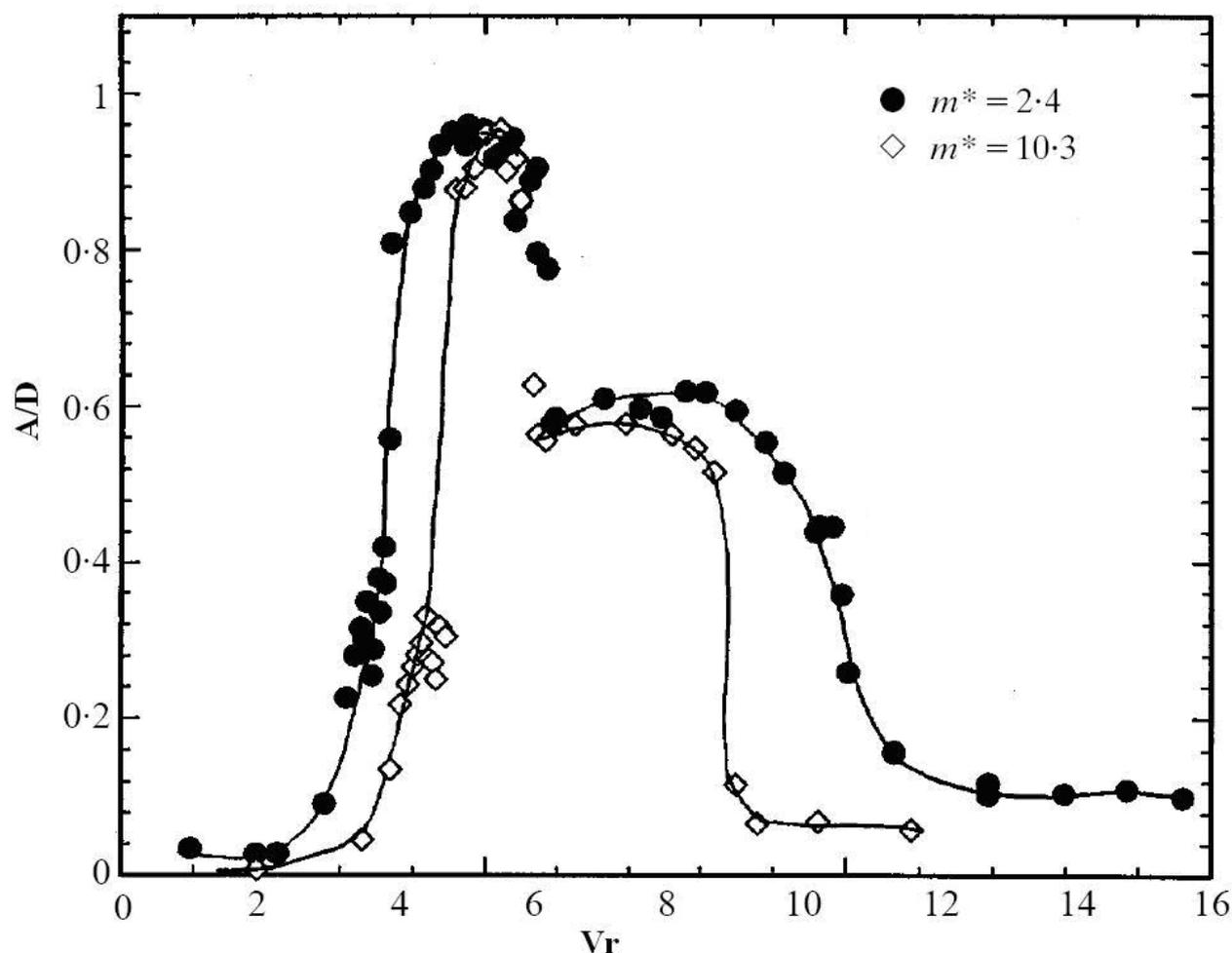


Fig. 3.29 - Curva de A/D versus V_r , extraído de Khalak & Williamson (1999).

Em Khalak & Williamson (1999), a validade do uso de $(m^*+C_A)\zeta$ é investigada novamente. Os autores afirmam que o uso do produto entre razão de massa e amortecimento para caracterizar as oscilações máximas do sistema é válido para valores de $(m^*+C_A)\zeta > 0,006$. Os experimentos foram realizados com razões de massa entre 1 e 20.

Além do parâmetro de massa-amortecimento, adotado nesta dissertação devido ao grande número de artigos publicados utilizando essa metodologia, existem outros parâmetros que seguem a mesma filosofia de combinar a razão de massa e a razão de amortecimento em um único parâmetro, entre estes cita-se o parâmetro de estabilidade K_s e o parâmetro de Skop-Griffin S_G . A seguir apresenta-se brevemente estes parâmetros.

Parâmetro de Estabilidade K_s

O parâmetro de estabilidade K_s é definido pela seguinte expressão (Sumer & Fredsøe, 1997):

$$K_s = 4 \pi M \zeta, \quad (3.32)$$

onde: M – razão de massa definida pela expressão 3.30, que inclui a massa adicional.

Comparando as definições de K_s e de $(m^*+C_A)\zeta$ tem-se a seguinte equivalência entre ambos parâmetros:

$$K_s = \pi^2 (m^* + C_A) \zeta. \quad (3.33)$$

O parâmetro de estabilidade K_s influencia grandemente a amplitude máxima de resposta. À medida que K_s aumenta, a amplitude máxima de resposta diminui, conforme pode ser visto na figura 3.30. Sumer & Fredsøe (1997), citando dados compilados por King (1974) para valores de K_s maiores que 18, sugerem que o cilindro permanece praticamente estacionário.

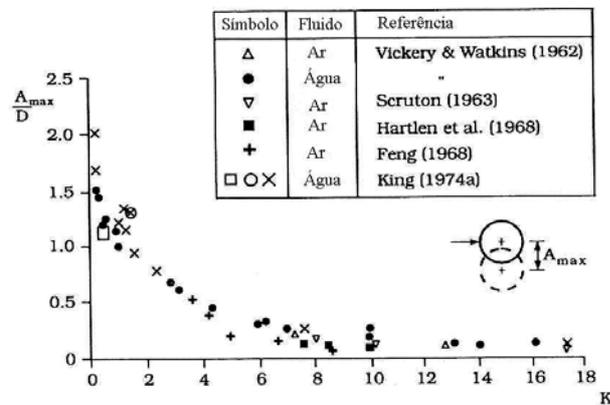


Fig. 3.30 – Amplitude máxima de resposta em função do parâmetro de estabilidade K_s , Sumer & Fredsøe (1997).

Parâmetro de Skop-Griffin S_G

O parâmetro de Skop-Griffin S_G foi utilizado pela primeira vez em Skop (1974) apud Williamson & Govardhan (2004) e é definido pela seguinte fórmula:

$$S_G = 2\pi^3 S^2 (m^* + C_A) \zeta, \quad (3.34)$$

onde: S – corresponde ao número de Strouhal na ressonância.

Para efeitos de conversão de valores de S_G para $(m^*+C_A)\zeta$, foi adotado $S=0,2$, resultando na seguinte relação entre S_G e $(m^*+C_A)\zeta$:

$$S_G = 2,4805(m^* + C_A)\zeta. \quad (3.35)$$

Número de Reynolds Re

Devido à grande influência do número de Reynolds sobre os regimes de desprendimento de vórtices e sobre as flutuações das forças de arrasto e sustentação já mencionadas anteriormente, estas influências refletem-se certamente no padrão de resposta de vibração do sistema, tanto em termos de amplitudes como em termos de frequências de oscilação.

Entre os regimes crítico e supercrítico, as amplitudes máximas podem sofrer redução à valores bem próximos de zero. Com o aumento do número de Reynolds, as amplitudes começam a crescer novamente, ainda dentro do regime supercrítico, como pode ser visto na figura 3.31. Esse comportamento das amplitudes máximas apresenta muita semelhança com o comportamento das flutuações das forças atuantes sobre o cilindro, como era de se esperar.

A curva da figura anterior foi obtida para condições extremamente favoráveis (nível de turbulência de 0,5%, superfície do cilindro lisa, uniformidade do escoamento, ausência de vibrações longitudinais), entretanto, os escoamentos reais ao redor de estruturas possuem elevados níveis de turbulência, a rugosidade das superfícies pode ser considerável, o escoamento geralmente não é livre de gradientes de velocidade, entre outros fatores. Assim, muitas vezes, devido à ação conjunta de diversos desses fatores, a redução das amplitudes devido ao número de Reynolds pode não ocorrer (Sumer & Fredsøe, 1997).

Rugosidade Superficial

A rugosidade superficial influencia o desprendimento de vórtices, já mencionado anteriormente, e, conseqüentemente, as flutuações na força de sustentação. Para cilindros rugosos ($k_s/D > 3 \times 10^{-3}$), o regime de escoamento troca diretamente de subcrítico para transcrito,

conforme já mencionado. Devido a essa troca, a redução nas oscilações que ocorrem para cilindros lisos no regime crítico e supercrítico não ocorre com a mesma intensidade para cilindros rugosos. Sumer & Fredsøe (1997) sugerem, baseados nos dados experimentais disponíveis à época, que a magnitude da amplitude de resposta não sofre grandes alterações com modificações na rugosidade superficial, desde que a rugosidade seja suficientemente grande ($>10^{-3}$). Entretanto, os mesmos autores reconhecem que o problema ainda não foi investigado de maneira sistemática.

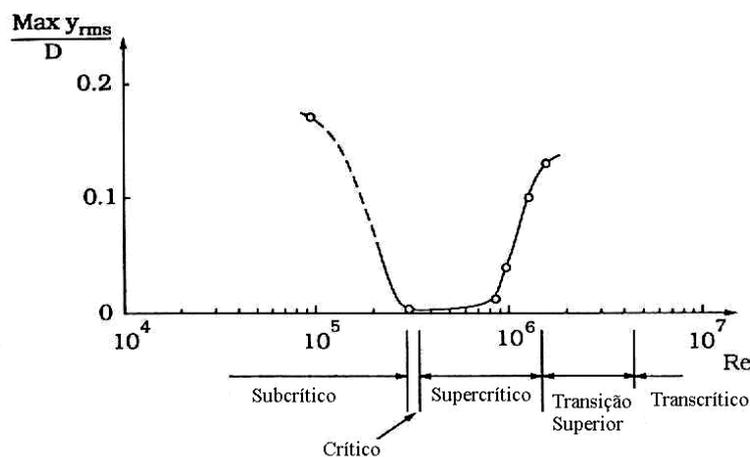


Fig. 3.31 – Amplitudes de resposta em função do número de Reynolds, Sumer & Fredsøe (1997).

Razão de Aspecto L/D

A razão de aspecto é a razão entre o comprimento do cilindro e seu diâmetro.

Segundo Pantazopoulos (1994), as razões de aspecto $L/D < 50$ diminuem a frequência de desprendimento de vórtices. Tal comportamento pode ser visto na figura 3.32. Chung (1987) afirma que quanto menor a razão de aspecto maior será a influência das condições de fronteira do sistema (“end effects”).

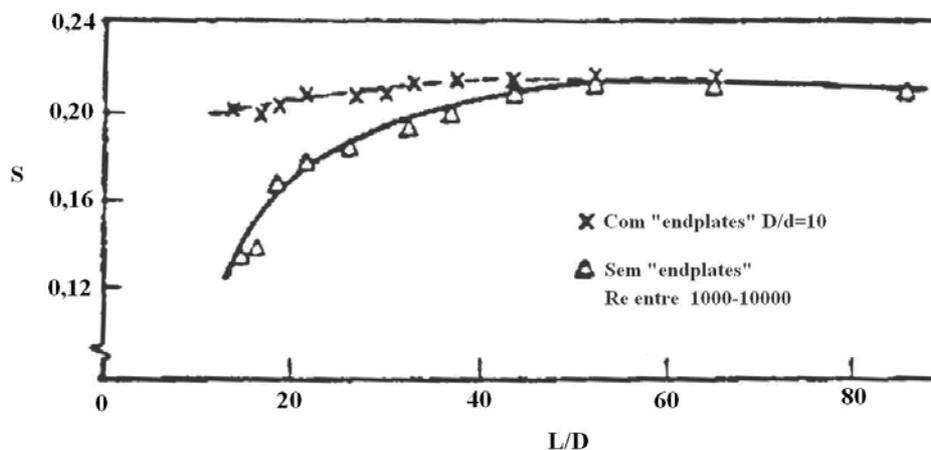


Fig. 3.32 – Influência da razão de aspecto sobre o número de Strouhal S , extraído de Pantazopoulos (1994).

Bearman (1984) cita que em corpos com baixa razão de aspecto, as forças geradas pelo desprendimento de vórtices são muito pequenas para causar oscilações significantes. Entretanto, em estudo publicado por Szepessy & Bearman (1992), os autores encontraram em alguns casos aumento das flutuações nas forças de sustentação para baixos valores de L/D, esse efeito é altamente dependente do número de Reynolds, pois diminuindo o número de Reynolds de $4,2 \times 10^4$ para $< 1,7 \times 10^4$ houve uma reversão dessa tendência.

Encontrou-se alguns artigos que relatam a influência da razão de aspecto sobre o fenômeno de VIV em cilindros, a seguir segue um resumo de suas principais conclusões.

Segundo Wootton (1969), que realizou testes em túnel de vento com modelos reduzidos de chaminés, a redução dos valores de L/D causa a redução das amplitudes de oscilação dos cilindros. Tal comportamento pode ser visto na figura 3.33.

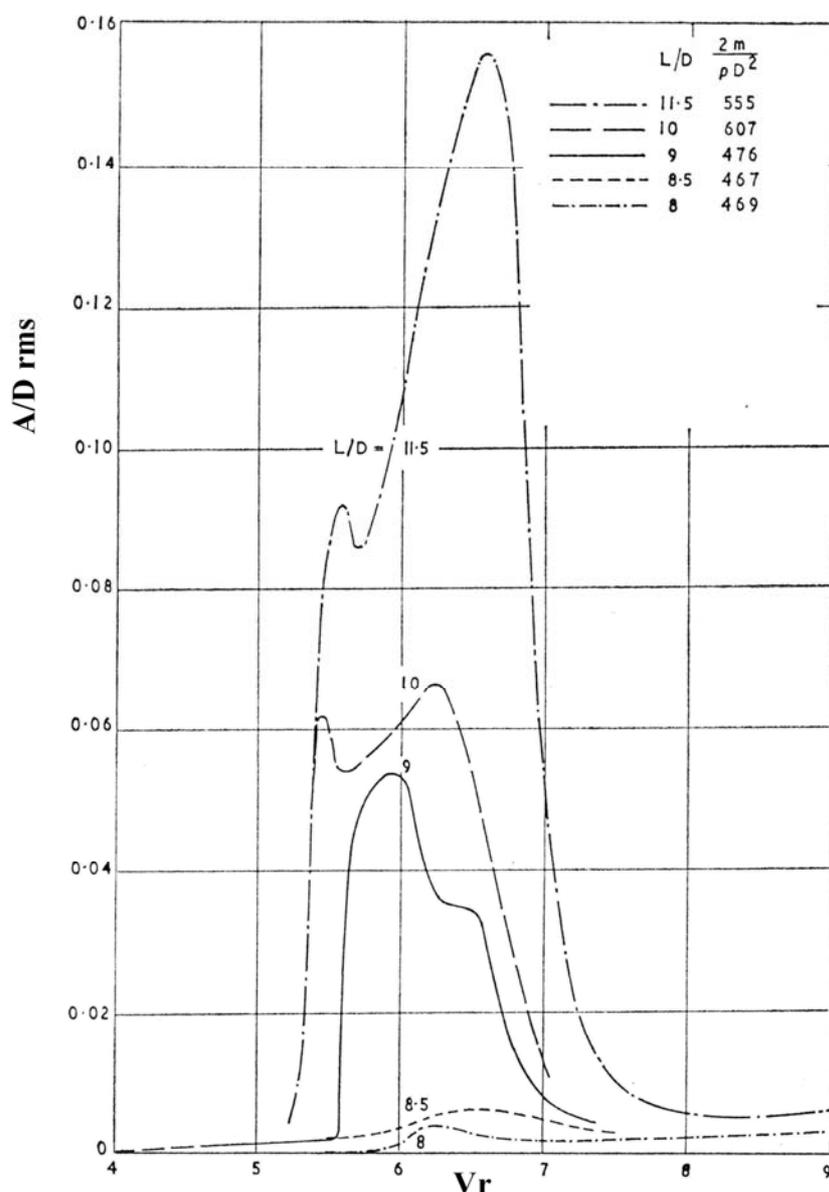


Fig. 3.33 – Influência da razão de aspecto sobre as amplitudes de vibração, extraído de Wootton (1969).

Analisando os dados extraídos de Griffin (1980), apresentados na figura 3.34, pode-se ver que a influência da razão de aspecto nesse ensaio não está muito bem definida, a maior amplitude de oscilação ocorre para $L/D=11,8$, a segunda para $L/D=15,4$ e a menor resposta para $L/D=8,5$. Esses ensaios foram realizados em água.

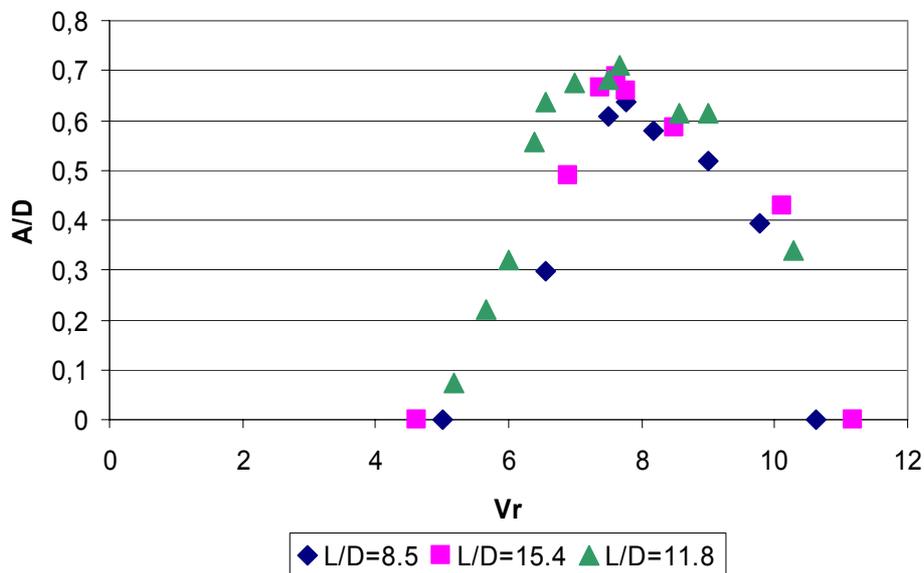


Fig. 3.34 – Influência da razão de aspecto sobre as amplitudes de vibração, extraído de Griffin (1980).

Blevins & Burton (1976) citam que, no trabalho de Hartlen (1968), a amplitude de oscilação de um cilindro engastado reduziu significativamente quando a razão de aspecto aumentou de 11,4 para 14,6 para um mesmo parâmetro de massa-amortecimento. Ainda segundo Blevins & Burton, para amplitudes da ordem de $0,1D$, a força equivalente por unidade de comprimento diminui com o aumento da razão de aspecto.

A influência da razão de aspecto sobre o fenômeno de VIV em cilindros até hoje não foi estudada com maiores detalhes, comparando os artigos existentes sobre esse assunto encontram-se resultados contraditórios quanto à influência da razão de aspecto sobre as amplitudes de vibração dos cilindros.

3.2.5 Vibrações Transversais

Como parte do trabalho de revisão bibliográfica, fez-se uma análise detalhada de vários artigos sobre vibrações, na direção transversal ao escoamento, induzidas por vórtices. Dessa análise pode-se resumir os seguintes aspectos:

- Extensa literatura existente sobre o assunto, diversos ensaios realizados tanto com ar como com água;

- O tema vem sendo estudado há bastante tempo, King et al. (1973) cita um ensaio realizado por Meier-Windhorst com água em 1939, além disso, esse tema ainda atrai a atenção de diversos pesquisadores. Dentre os artigos analisados encontrou-se cerca de 25 artigos publicados entre 2000 e 2006;
- Diversas configurações experimentais adotadas, sendo que a configuração com cilindros rígidos montados elasticamente foi a mais adotada nos ensaios analisados;
- A grande maioria dos ensaios realizados até o final de 2002 tratava apenas da vibração em uma direção, a partir de 2003 começaram os ensaios com cilindros rígidos ou flexíveis com vibração em duas direções, como os ensaios realizados por Flemming & Williamson (2005) e Jauvtis & Williamson (2003, 2004);

Baseado nas informações encontradas nos artigos analisados compilou-se a tabela 3.6 com o resumo das principais informações pertinentes aos estudos de vibrações induzidas por vórtices em cilindros. Os principais aspectos dessa tabela podem ser resumidos da seguinte maneira:

- Nos ensaios realizados com ar foram utilizadas razões de aspecto L/D entre 1,7 e 52,7. A razão de massa m^* variou entre 43 e 2796. O número de Reynolds coberto pelos ensaios é apresentado na tabela 3.2 a seguir. O maior número de Reynolds ensaiado com ar foi de 110000;

Tab. 3.2 – Faixa de Reynolds utilizada em diversos ensaios com ar.

Pesquisadores	Re
Feng (1968) apud Blevins & Burton (1976)	10000
Balasubramanian et al.(2000)	15253-45760
Brika & Laneville (1993)	3400-11800
Griffin (1972)	550-900
Griffin et al. (1973)	350-550
Okajima et al. (1999)	15000-110000
Nagakawa et al. (1998)	8000-20000

- Nos ensaios realizados com água, as razões de aspecto L/D variaram entre 7,5 e 94,5. A razão de massa m^* variou entre 0,7 e 50,8. O número de Reynolds coberto pelos ensaios é apresentado na tabela 3.3. O maior número de Reynolds ensaiado foi 220000.
- A velocidade reduzida de início da sincronização, nos ensaios realizados com ar, variou entre 3,7-5,1. A velocidade reduzida para a qual ocorreu a máxima amplitude de oscilação variou entre 4,3-7,0 e a velocidade reduzida do final da sincronização variou entre 5,5-7,7.

- No caso dos ensaios realizados com água, a velocidade reduzida de início da sincronização variou entre 2,75-4,8. A velocidade reduzida para a qual ocorreu a máxima amplitude de vibração variou entre 4,4-9,6 e a velocidade reduzida do final da sincronização variou entre 9,0-19,6. Como se percebe os ensaios realizados com água apresentam uma faixa de excitação bem maior do que os ensaios realizados com ar.

Tab. 3.3 – Faixa de Reynolds utilizada em diversos ensaios com água.

Pesquisadores	Re
Anagnostopoulos & Bearman (1992) apud W&G (2004)*	90-150
Anand (1985) apud Sumer & Fredsøe (1997)	6500-35000
Angrilli et al. (1974) apud W&G (2004)*	2500-7000
Blackburn et al. (2000)	556
Dean et al. (1977) apud W&G (2004)*	2800-10200
Flemming & Williamson (2003) apud W&G (2004)*	500-2000
Fujarra (1997)	6350-38100
Fujarra et al. (2001)	1000-2500
Fujarra (2002)	600-3500
Fujarra (2002)	500-20000
Fujarra (2002)	11430-76200
Fujarra et al. (2001) apud W&G (2004)*	1000-2500
Gharib et al. (1998) apud W&G (2004)*	11000-40000
Gharib (1999) apud Leonard & Roshko (2001)	32000
Gharib (1999) apud Leonard & Roshko (2001)	23000
Govardhan & Williamson (2000)	508-4064
Govardhan & Williamson (2000) apud W&G (2004)*	2900-19000
Jauvtis & Williamston (2003) - 2D	1000-11000
Jauvtis & Williamson (2004)	1000-15000
King (1974) apud W&G (2004)*	6000-22500
King et al. (1977)	3000 -20000
Moe & Overvik (1982) apud W&G (2004)*	6000-30000
Owen et al. (2001) apud W&G (2004)*	1650-7500
Pesce & Fujarra (2000) apud W&G (2004)*	6000-40000
Sarpkaya (1995) apud W&G (2004)*	6000-35000
Vandiver & Marcollo (2003)	70000-220000
Vickery & Watkins (1964) apud W&G (2004)*	7000
Vikestad et al. (2000) apud W&G (2004)*	14000-65000
Sarpkaya (2004)	30000
Flemming & Williamson (2005)	1000
Flemming & Williamson (2005)	1360
Flemming & Williamson (2005)	1300

* - Williamson and Govardhan (2004)

- As amplitudes máximas de oscilação para os ensaios realizados com ar variaram entre valores tão pequenos como 0,02D, ensaio de Scruton & Hartlen (1968) apud Blevins & Burton (1976), até valores de 0,57D, ensaio de Feng (1968) apud Bearman (1984). Essa grande variação de amplitudes de vibração pode ser atribuída aos diferentes valores do parâmetro de massa-amortecimento $(m^*+C_A)\zeta$, parte dessa variação pode ser atribuída também ao uso de diferentes configurações experimentais. A tabela 3.4 a seguir apresenta as diversas amplitudes máximas encontradas e as montagens experimentais utilizadas:

Tab. 3.4 – Amplitudes máximas de vibração e respectivas montagens experimentais utilizadas.

Pesquisadores	A/D	Montagem
Scruton & Hartlen (1968) apud Blevins & Burton (1976)	0,02-0,15	-
Feng (1968) apud Blevins & Burton (1976)	0,08-0,52	-
Balasubramanian et al. (2000)	0,18	Cilindro pivotado 1D
Brika & Laneville (1993)	0,40-0,52	Cabo
Feng (1968) apud Bearman (1984)	0,57	Cilindros rígidos elasticamente montados 1D
Griffin & Ramberg (1982) apud Bearman (1984)	0,48	-
Griffin (1972)	0,48	Cilindros rígidos elasticamente montados 1D
Griffin et al. (1973)	0,28	Cilindros rígidos elasticamente montados 1D
Okajima et al. (1999)	0,07-0,163	Cilindros rígidos elasticamente montados 1D
Nagakawa et al. (1998)	0,07-0,13	Cilindros rígidos elasticamente montados 1D

A maioria dos ensaios utilizou cilindros rígidos elasticamente montados com vibração em apenas uma direção, nesse caso, direção transversal ao escoamento, as amplitudes variaram entre 0,07-0,57D. Os experimentos de Brika & Laneville (1993) foram realizados com um cabo e as amplitudes atingidas nos seus ensaios variaram entre 0,40-0,52D. Tal variação ocorreu devido à mudança nas condições de realização dos ensaios. Esses pesquisadores realizaram uma corrida experimental com velocidades do escoamento crescente e outra com velocidade decrescente, as amplitudes obtidas foram diferentes, mostrando assim a existência do fenômeno de histerese no caso de vibrações induzidas por vórtices. Adicionalmente, Brika & Laneville (1993) realizaram uma corrida experimental com velocidades do escoamento crescentes, mas com maiores incrementos de vazão, como no caso anterior, as amplitudes obtidas foram diferentes. O ensaio de Balasubramanian et al. (2000) utilizou um cilindro pivotado, sua amplitude de oscilação máxima foi de 0,18D.

- Para os ensaios realizados com água, as amplitudes máximas de oscilação variaram entre 0,34-1,72D. Essa grande variação pode ser atribuída aos diversos valores do parâmetro de massa-amortecimento $(m^*+C_A)\zeta$ das estruturas ensaiadas e, também, da montagem experimental. A maioria dos ensaios encontrados, durante a elaboração dessa dissertação, utilizou cilindros rígidos elasticamente montados com liberdade em apenas uma direção. O termo “cilindros rígidos elasticamente montados” é empregado para o caso de cilindros fixados por molas em suas extremidades, nesse caso, a amplitude de oscilação do cilindro é constante ao longo de todo o comprimento do cilindro. Existe outra configuração com cilindros elasticamente montados, onde o cilindro é fixado por molas em uma extremidade e a outra extremidade é fixada a uma rótula, essa montagem é denominada, nessa dissertação, como “cilindro pivotado”.

Para o caso de cilindros rígidos elasticamente montados com deslocamento apenas na direção transversal ao escoamento, as amplitudes de oscilação variaram entre 0,54-1,19D. Jauvtis & Williamson (2003, 2004) realizaram experimentos com cilindros rígidos elasticamente montados com dois graus de liberdade, encontrando amplitudes de 1,05D e 1,51D. Segundo os autores, a amplitude máxima de oscilação não apresentou diferenças significativas quando o grau de liberdade longitudinal do sistema foi restringido.

Para a configuração de cilindro pivotado com apenas o grau de liberdade transversal, as amplitudes máximas de oscilação variaram entre 0,48-1,60D. Flemming & Williamson (2005) realizaram experimentos com cilindros pivotados com dois graus de liberdade, encontrando amplitudes entre 0,89D e 1,52D. Nesse caso, não foram relatados ensaios com o grau de liberdade longitudinal restringido, impossibilitando assim uma comparação entre oscilações com 1 grau de liberdade e com dois graus de liberdade.

Outra configuração bastante utilizada é o cilindro flexível engastado. Para essa configuração, as amplitudes variaram entre 0,78D e 1,72D. A tabela 3.5 apresenta um resumo dos diversos ensaios realizados com água para as configurações experimentais mencionadas.

As amplitudes máximas de oscilação variam entre diferentes montagens experimentais, existindo certa controvérsia sobre as amplitudes máximas possíveis. Segundo Khalak & Williamson (1999), a amplitude máxima, para sistemas com amortecimento muito baixos, pode variar entre 0,8D até 1,5D. Segundo Griffin (1980) esta amplitude limite estaria entre 1,0-1,5D.

Para maiores detalhes sobre as diversas configurações experimentais adotadas e sobre as condições de ensaio, recomenda-se análise da tabela 3.6 a seguir.

Tab. 3.5 – Resumo dos ensaios de vibração em cilindros com diversas configurações experimentais.

	Cilindros Rígidos elasticamente montados	Cilindros Pivotados*	Cilindros Flexíveis
A/D_{\max}	0,54-1,19	0,48-1,60	0,78-1,72
$V_{r_{\max}}$	4,8-7,7	5,9-8,2	6,1-8,9
V_{r_1}	2,8-4,7	3,7-4,2	3,1-4,8
V_{r_2}	10,4-15,7	9-19,6	13,8-17,5
m^*	1,2-50,8	1,0-7,7	1,4-2,4
$(m^*+C_A)\zeta$	0,003-0,14	0,005-0,06	0,013-0,041
Re	508-76200	1000-22500	500-40000

- inclui cilindros pivotados com 1 e 2 graus de liberdade.

Tab. 3.6 – Resumo de vários ensaios de vibração em cilindros.

Pesquisadores	Ano	Meio	V_{r1}	V_{r2}	V_{rmax}	Re	L/D	$m^*\zeta$	A/D	m^*	$(m^*+C_A)\zeta$	Montagem
Parkinson & Brooks (1961) apud King et al. (1973)	1961	-	-	-	6,3	-	-	-	-	-	-	-
Griffin et al. (1973)	1973	ar	-	-	6,6	350-550	12,5	0,20	0,28	166	0,20	1
Feng (1968) apud Bearman (1984)	1968	ar	5,1	7,2	6,2	10000	9	0,25	0,57	248	0,25	1
Nagakawa et al. (1998)	1998	ar	-	-	5,5	8000-20000	20,3	0,37	0,13	1412	0,37	1
Griffin (1972)	1972	ar	-	-	6,2	550-900	12,5	0,42	0,48	47	0,42	1
Okajima et al. (1999)	1999	ar	3,8	5,5	4,7	15000-110000	1,7	0,61	0,16	223	0,61	1
Okajima et al. (1999)	1999	ar	4,2	6,2	4,5	15000-110000	1,7	0,61	0,15	219	0,61	1
Okajima et al. (1999)	1999	ar	3,7	6,3	5,2	15000-110000	1,7	0,61	0,12	222	0,61	1
Okajima et al. (1999)	1999	ar	4,6	5,7	4,8	15000-110000	1,7	0,61	0,11	220	0,61	1
Okajima et al. (1999)	1999	ar	4,4	6,2	5,3	15000-110000	1,8	0,61	0,16	239	0,61	1
Okajima et al. (1999)	1999	ar	4,2	5,7	5,1	15000-110000	1,8	0,61	0,16	237	0,61	1
Okajima et al. (1999)	1999	ar	-	-	4,3	15000-110000	1,8	0,61	0,07	239	0,61	1
Nagakawa et al. (1998)	1998	ar	-	-	5,4	8000-20000	20,3	0,73	0,07	2796	0,73	1
Balasubramanian et al. (2000)	2000	ar	4,7	5,5	5,3	15253-45760	10,5	0,77	0,18	248	0,77	3
Wootton (1969) apud King et al. (1973)	1969	ar	-	-	5,0-7,0	-	-	-	-	-	-	3
Brika & Laneville (1993)	1993	ar	4,9	7,7	6,2	3400 -11800	52,7	0,41	0,52	2054	0,41	5
Brika & Laneville (1993)	1993	ar	4,9	7,7	5,5	3400 -11800	52,7	0,41	0,40	2054	0,41	5
Brika & Laneville (1993)	1993	ar	4,9	7,7	5,5	3400 -11800	52,7	0,41	0,41	2054	0,41	5
Griffin & Ramberg (1982) apud Bearman (1984) e Sumer & Fredsøe (1997)	1982	ar	-	-	6,1	-	-	0,18	0,48	43	0,18	-
Feng (1968) apud Blevins & Burton (1976)	1968	ar	-	-	-	10000	9	0,25	0,52	248	0,25	-
Feng (1968) apud Blevins & Burton (1976)	1968	ar	-	-	-	10000	9	0,40	0,40	248	0,40	-
Feng (1968) apud Blevins & Burton (1976)	1968	ar	-	-	-	10000	9	0,44	0,20	248	0,44	-
Feng (1968) apud Blevins & Burton (1976)	1968	ar	-	-	-	10000	9	0,63	0,15	248	0,63	-
Scruton & Hartlen (1968) apud Blevins & Burton (1976)	1968	ar	-	-	-	-	5	0,71	0,15	-	0,71	-
Feng (1968) apud Blevins & Burton (1976)	1968	ar	-	-	-	10000	9	0,87	0,08	248	0,87	-

Pesquisadores	Ano	Meio	V_{r1}	V_{r2}	V_{rmax}	Re	L/D	m*ζ	A/D	m*	(m*+C_A)ζ	Montagem
Scruton & Hartlen (1968) apud Blevins & Burton (1976)	1968	ar	-	-	-	-	5	0,90	0,09	-	0,90	-
Scruton & Hartlen (1968) apud Blevins & Burton (1976)	1968	ar	-	-	-	-	7,5	1,03	0,06	-	1,03	-
Scruton & Hartlen (1968) apud Blevins & Burton (1976)	1968	ar	-	-	-	-	10	1,41	0,04	-	1,41	-
Scruton & Hartlen (1968) apud Blevins & Burton (1976)	1968	ar	-	-	-	-	10	1,58	0,02	-	1,58	-
Glass & Sayre (1967) apud King et (1973)	1967	ar	5,0	-	6,0	-	-	-	-	76-1075	-	-
Govardhan & Williamson (2000) apud W&G (2004)**	2000	água	-	-	-	2900-19000	-	0,0027	1,19	-	0,0027*	1
Dean et al. (1977) apud W&G (2004)**	1977	água	-	-	-	2800-10200	-	0,0055	0,94	-	0,01*	1
Khalak & Williamson (1997a)	1997	água	3,3	-	6,1	-	10,0	0,007	1,09	2,4	0,01	1
Khalak & Williamson (1997a)	1997	água	-	-	5,4	-	8,5-10	0,010	1,02	10,3	0,01	1
Govardhan & Williamson (2000)	2000	água	3,5	-	7,7	508-4064	10	0,006	1,01	1,19	0,01	1
Khalak & Williamson (1996)	1999	água	3,1	-	5,8	-	8,5-10	0,009	1,06	3,3	0,01	1
Jauvtis & Williamston (2003) - 1D	2003	água	4,1	-	6,1	1000-11000	7,5-10	0,010	0,94	6,9	0,01	1
Vikestad et al. (2000) apud W&G (2004)**	2000	água	-	-	-	14000-65000	-	0,012	1,13	-	0,01*	1
Moe & Overvik (1982) apud W&G (2004)**	1982	água	-	-	-	6000-30000	-	0,013	1,09	-	0,01*	1
Khalak & Williamson (1996)	1996	água	3,7	-	5,2	-	8,5-10	0,013	0,95	10,3	0,01	1
Khalak & Williamson (1996)	1996	água	3,6	10,4	5,2	-	8,5-10	0,013	0,96	10,1	0,01	1
Govardhan & Williamson (2000)	2000	água	4,3	-	5,9	508-4064	10	0,013	0,79	8,63	0,01	1
Khalak & Williamson (1997b)	1997	água	-	-	5,5	-	8,5-10	0,014	0,95	10,3	0,01	1
Khalak & Williamson (1997b)	1997	água	3,6	-	6,1	-	10,0	0,011	0,96	2,4	0,02	1
Khalak & Williamson (1997b)	1997	água	-	-	5,3	-	8,5-10	0,016	0,89	10,3	0,02	1
Anand (1985) apud Sumer&Fredsoe (1997)	1985	água	<3,66	-	6,6	6500-35000	-	0,017	1,07	6,7	0,02	1
Khalak & Williamson (1997b)	1997	água	-	-	5,2	-	8,5-10	0,017	0,87	10,3	0,02	1
Khalak & Williamson (1996)	1996	água	4,0	10,7	5,3	-	8,5-10	0,019	0,88	20,6	0,02	1
Khalak & Williamson (1997b)	1997	água	3,1	-	5,7	-	10,0	0,014	0,89	2,4	0,02	1
Khalak & Williamson (1996)	1996	água	2,8	-	4,8	-	10	0,017	0,96	2,4	0,02	1

Pesquisadores	Ano	Meio	V_{r1}	V_{r2}	V_{rmax}	Re	L/D	m*ζ	A/D	m*	(m*+C_A)ζ	Montagem
Fujarra (2002)	2002	água	4,1	-	6,4	11430-76200	30	0,029	0,71	10,0	0,03	1
Fujarra (2002)	2002	água	4,4	-	6,1	11430-76200	30	0,029	0,68	10,0	0,03	1
Fujarra (2002)	2002	água	4,7	-	6,4	13335-74295	30	0,029	0,73	10,0	0,03	1
Khalak & Williamson (1997b)	1997	água	-	-	5,1	-	8,5-10	0,030	0,82	10,3	0,03	1
Owen et al. (2001) apud W&G (2004)**	2001	água	-	-	-	1650-7500	-	0,036	0,84	-	0,04*	1
Fujarra (2002)	2002	água	3,3	-	6,8	11430-76200	30	0,037	0,81	13,0	0,04	1
Fujarra (2002)	2002	água	4,4	-	6,9	11430-76200	30	0,037	0,80	13,0	0,04	1
Fujarra (2002)	2002	água	4,4	-	6,6	11430-76200	30	0,037	0,80	13,0	0,04	1
Angrilli et al.(1974) apud W&G (2004)**	1974	água	-	-	-	2500-7000	-	0,049	0,54	-	0,05*	1
Sarpkaya (1995) apud W&G (2004)**	1995	água	-	-	-	6000-35000	-	0,052	0,95	-	0,05*	1
Khalak & Williamson (1997)	1997	água	3,2	-	6,2	-	10,0	0,06	1,11	2,4	0,08	1
Gharib et al.(1998) apud W&G (2004)**	1998	água	-	-	-	11000-40000	-	0,094	0,84	-	0,09*	1
Blackburn et al.(2000)	2000	água	3,0	15,73	6,6	556	26,7	0,12	0,57	50,8	0,12	1
Sarpkaya (2004)	2004	água	-	-	5,8	30000	26	0,105	1,02	3	0,14	1
Jauvtis & Williamston (2003) - 2D	2003	água	2,8	-	6,4	1000-11000	7,5-10	0,010	1,05	6,9	0,01	2
Jauvtis & Williamson (2004)	2004	água	2,8	-	8,3	1000-15000	7,5-10	0,009	1,51	2,6	0,01	2
King (1974) apud W&G (2004)**	1974	água	-	-	-	6000-22500	-	0,02	1,60	-	0,02*	3
King et al. (1973)	1973	água	4-5,5	9	5,5-7,5	-	-	0,03	1,05	-	0,03	3
King et al. (1977)	1977	água	-	-	5,9	3000 -20000	22	0,06	0,48	-	0,06	3
Flemming & Williamson (2005)	2005	água	3,7	19,6	8,2	1000	31-41	0,0023	1,52	1,0	0,0045	4
Flemming & Williamson (2005)	2005	água	3,9	14,0	6,5	1360	31-41	-	1,00	2,7	-	4
Flemming & Williamson (2005)	2005	água	4,2	11,3	7,8	1300	31-41	-	0,89	7,7	-	4
Pesce & Fujarra (2000) W&G (2004)**	2000	água	-	-	-	6000-40000	-	0,013	1,32	-	0,01*	6
Fujarra (1997)	1997	água	4,0	-	8,9	6350-38100	94,5	0,013	1,72	2,4	0,02	6
Fujarra et al. (2001)	2001	água	-	-	8,4	1000-2500	-	0,016	1,70	2,4	0,02	6
Fujarra et al. (2001) apud W&G (2004)**	2001	água	-	-	-	1000-2500	-	0,023	0,78	-	0,02*	6
Fujarra (2002)	2002	água	4,2	17,5	6,3	600-3500	39	0,024	0,95	1,36	0,04	6
Fujarra (2002)	2002	água	4,8	13,8	6,9	600-3500	39	0,024	0,95	1,36	0,04	6
Fujarra (2002)	2002	água	4,2	15,2	6,2	600-3500	39	0,024	0,96	1,36	0,04	6
Fujarra (2002)	2002	água	4,6	16,6	6,9	600-3500	39	0,024	0,88	1,36	0,04	6
Fujarra (2002)	2002	água	3,1	-	6,1	500-20000	39	0,024	1,00	1,36	0,04	6

Pesquisadores	Ano	Meio	V_{r1}	V_{r2}	V_{rmax}	Re	L/D	$m^*\zeta$	A/D	m^*	$(m^*+C_A)\zeta$	Montagem
Sarpkaya (2004)	2004	água	-	-	6,7	-	-	-	1,42	-	-	7
Vandiver & Marcollo (2003)	1981	água	-	-	9,6	70000-220000	83	0,010-	0,95	1,00	0,03	8
Govardhan & Williamson (2000)	2000	água	4,3	-	6,3	-	-	0,010	1,03	-	0,01*	-
Vandiver (1993)	1993	água	3,2	-	7,2	-	-	0,012	0,83	43,3	0,01	-
Vickery & Watkins (1964) apud W&G (2004)**	1964	água	-	-	-	7000	-	0,016	1,46	-	0,02*	-
Anagnostopoulos & Bearman (1992) apud W&G (2004)**	1992	água	-	-	-	90-150	-	0,179	0,55	-	0,18*	-
Vandiver (1993)	1993	água	-	-	5,7	-	-	0,20	0,34	4,8	0,24	-
Gharib(1999) apud Leonard&Roshko(2001)	1999	água	4,7	-	5,6	23000	-	0,25	0,64	17,8	0,26	-
Griffin & Ramberg (1982) apud Bearman (1984) e Sumer & Fredsøe (1997)	1982	água	-	-	6,0	-	-	0,25	0,50	4,8	0,30	-
Gharib(1999) apud Leonard&Roshko(2001)	1999	água	2,9	-	4,4	32000	-	0,20	0,85	1,3	0,34	-
Vandiver (1993)	1993	água	-	-	5,0	-	-	0,24	0,36	2,3	0,35	-
Glass (1970) apud Griffin (1980)	1970	água	-	10-10,5	7,7	-	11,8	-	0,71	3,8	-	-
Glass (1970) apud Griffin (1980)	1970	água	-	10-10,6	7,6	-	15,4	-	0,69	3,8	-	-
Glass (1970) apud Griffin (1980)	1970	água	-	10-10,7	7,8	-	8,5	-	0,64	3,8	-	-
Glass (1970) apud King et al.(1973)	1970	água	4,1	-	8,1	-	-	-	-	0,7-8,7	-	-
Meier-Windhorst(1939) apud King et al. (1973)	1939	água	4	-	6,2	-	-	-	-	-	-	-
Parra (1996) apud Fajarra (2002)	1996	água	3,3	-	6,2	-	-	-	1,02	-	-	-
Tsahalis (1984) apud Chung (1987)	1984	água	3,9	-	8,6	-	-	-	1,31	-	-	-
Sarpkaya (2004)	2004	água	-	-	6,2	-	-	-	1,52	-	-	-

- O valor apresentado nesse caso corresponde ao parâmetro adimensional m^ζ, o valor do parâmetro $(m^*+C_A)\zeta$, adotado como referência nesta dissertação e em grande parte da literatura pesquisada, não pôde ser calculado nesses casos devido ao desconhecimento do valor da razão de massa m^* , caso esse parâmetro fosse conhecido o valor de $(m^*+C_A)\zeta$ poderia ser calculado facilmente através do parâmetro $m^*\zeta$, nessa dissertação foi adotado o valor $C_A=1,0$ nos ensaios com água e $C_A=0,0$ nos casos ensaiados com ar;

** - Williamson & Govardhan (2004).

Nomenclatura:

- V_{r1} – Velocidade reduzida no início da sincronização;
 V_{r2} – Velocidade reduzida no final da sincronização;
 V_{rmax} – Velocidade reduzida onde ocorre o valor máximo de amplitude de oscilação;
 Re – Número de Reynolds;
 L/D – Razão de aspecto;
 m^* – Razão de massa;
 $m^*\zeta$ – Parâmetro de massa-amortecimento (mass-damping parameter);
 $(m^* + C_A)\zeta$ – Parâmetro de massa-amortecimento incorporando a massa adicional da água.

Tipos de Montagem:

Na tabela anterior foi adotado a seguinte codificação para as diferentes montagens experimentais:

Código	Montagem experimental
1	Cilindros rígidos elasticamente montados 1D
2	Cilindros rígidos elasticamente montados 2D
3	Cilindro Pivotado 1D
4	Cilindro Pivotado 2D
5	Cabo
6	Cilindro Flexível engastado 1D
7	Cilindro Flexível 2D, viga pinada na parte superior
8	Cilindro flexível rebocado na água, com tensão axial

3.2.6 Vibrações Longitudinais

As vibrações longitudinais são induzidas com velocidades reduzidas menores do que para o caso transversal e, as amplitudes de oscilação são menores, apresentando duas regiões distintas de vibração com uma faixa de amplitudes nulas entre elas (King et al, 1973). Esse comportamento pode ser visualizado na figura 3.36. As vibrações longitudinais são causadas pelas flutuações da força de arrasto, as flutuações da força de arrasto atuam com o dobro da frequência e intensidade bem menor que as flutuações da força de sustentação, como pode ser visto na figura 3.21, o que explica as menores amplitudes longitudinais de oscilação dos sistemas e também sua ocorrência para menores valores de velocidade reduzida. Ocorrências de vibrações longitudinais foram relatadas, até a presente data, apenas em ensaios com água.

A primeira faixa ocorre entre $1,2 < V_r < 2,5$ com um máximo situado em $V_r = 2,2$. Para velocidades reduzidas maiores, a amplitude de vibração sofre uma grande redução até zero para $V_r = 2,5$. Nessa faixa de vibração ocorre o desprendimento de pares de vórtices simétricos (King et al, 1973), como pode ser visto na figura 3.35, extraída de Okajima et al. (2004). Os valores para o número de Reynolds nos ensaios de Okajima variaram entre 8×10^3 e 4×10^4 .

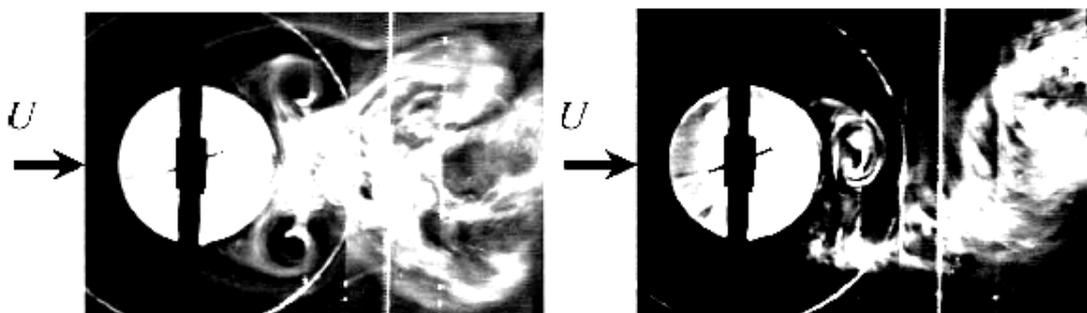


Fig. 3.35 – Padrão de desprendimento de vórtices para vibrações longitudinais, a foto da esquerda retrata o desprendimento de pares de vórtices ($1,2 < V_r < 2,5$), na foto da direita, o desprendimento é assimétrico ($2,5 < V_r < 4,0$). Extraído de Okajima et al. (2004).

A segunda faixa ocorre entre $2,5 < V_r < 3,8$ com um máximo situado em $V_r = 3,2$. O desprendimento de vórtices nessa faixa é alternado, como pode ser visto na foto da direita na figura 3.35.

Os cilindros utilizados por King et al. (1973) possuíam razão de aspecto, isto é, a razão entre o diâmetro e o comprimento ao longo do eixo do cilindro entre 36 e 41. Okajima et al. (2004) utilizando cilindros com razão de aspecto entre 5 e 10, encontrou apenas uma região de excitação estendendo-se entre $1 < V_r < 4$. Para cilindros com razões de aspecto entre 14 e 21 foram encontradas duas regiões de excitação conforme descrito por King et al. (1973).

Segundo Sumer & Fredsøe (1997), existe ainda uma terceira região de excitação que ocorre para cilindros com dois graus de liberdade na região de excitação das vibrações transversais, nessa região, as amplitudes de oscilação longitudinais são maiores do que as amplitudes encontradas nas duas regiões anteriores.

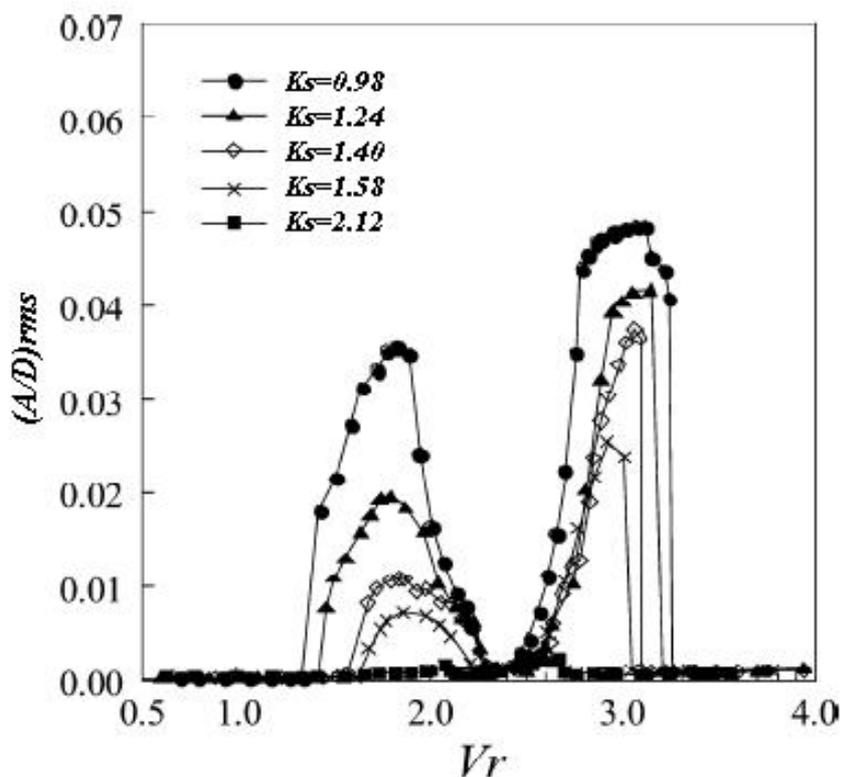


Fig. 3.36 – Médias quadráticas da amplitude de oscilação adimensional para vibrações longitudinais, Okajima et al. (2004).

3.2.7 Vibrações com dois graus de liberdade

O estudo de vibrações em cilindros com dois graus de liberdade para oscilar, apesar de representar a situação da maioria das estruturas reais, recebeu a atenção dos pesquisadores apenas recentemente, principalmente com os estudos publicados por Jauvtis & Williamson (2003, 2004), Williamson (2004) e Flemming & Williamson (2005).

Segundo estudo de Jauvtis & Williamson (2003), a liberdade para oscilar em dois graus de liberdade teve pouco efeito sobre a resposta transversal, os modos de vibração e a dinâmica da esteira de vórtices, quando comparados com o mesmo arranjo experimental com grau de liberdade apenas na direção transversal, pelo menos para a faixa de razões de massa m^* entre 6-25. Jauvtis utilizou um cilindro rígido elasticamente montado com características iguais em ambas as direções (frequências naturais e amortecimentos). No mesmo artigo, Jauvtis cita os experimentos realizados por Moe & Wu (1990) e Sarpkaya (1995) com cilindros com liberdade para oscilar nas duas

direções, mas com frequências naturais nas direções transversal e longitudinal diferentes, tanto Moe & Wu como Sarpkaya encontraram que a liberdade para oscilar em ambas as direções causou pequenos aumentos nas amplitudes transversais e deslocou os picos de amplitudes transversais para valores de V_r maiores.

Entretanto, em estudo mais recente de Jauvtis & Williamson (2004) encontrou-se que para razões de massa $m^* < 6$ ocorrem mudanças drásticas no comportamento do cilindro com dois graus de liberdade para oscilar, foram encontradas amplitudes de oscilação bem maiores (1,5D) do que os valores normalmente encontrados para o cilindro com movimento apenas na direção transversal (1,0D) e novos modos de desprendimento de vórtices.

4. DESCRIÇÃO E METODOLOGIA EXPERIMENTAL

O estudo experimental realizou-se através da análise das medições de aceleração de cilindros isolados fixados elasticamente, com parâmetros geométricos e estruturais variáveis, submetidos a escoamento permanente em superfície livre para diferentes valores de velocidade de aproximação, com níveis de água na seção de ensaio mantidos próximos a 40 cm. Foi adotada a configuração de cilindro pivotado para os ensaios.

A seguir descreve-se, de forma sucinta, a montagem, o procedimento experimental e a metodologia utilizada no tratamento dos sinais medidos.

4.1 Instalação Experimental

Os ensaios foram realizados no Pavilhão Marítimo do Instituto de Pesquisas Hidráulicas da Universidade Federal do Rio Grande do Sul. A instalação experimental utilizada nesse estudo consistiu nos seguintes elementos:

- Canal de ensaio e estruturas auxiliares;
- Estruturas cilíndricas;
- Sistema de fixação;
- Sistema de aquisição de dados.

4.1.1 Canal de ensaio e estruturas auxiliares

O canal utilizado foi construído em alvenaria de tijolos maciços com um comprimento total de 34,4m, seção transversal constante de 0,5m x 0,6m, com uma declividade de fundo de 0,2%. O canal é composto por uma câmara de alimentação/tranquilização, um dispositivo de controle de níveis instalado a jusante da seção de ensaios e uma câmara de retorno da água para o reservatório enterrado que abastece o sistema. Uma visão geral da instalação é apresentada nas figuras 4.1 e 4.2.

O suprimento de água é feito por um conjunto motor-bomba, comandado por inversor de frequência, a vazão é controlada por uma válvula gaveta e medida através de um medidor eletromagnético de vazão. A vazão máxima do sistema está em torno de 220 l/s, resultando em uma velocidade média limite de 1,1 m/s para um nível de água igual a 40 cm no canal.

A seção de testes é composta por uma seção transversal com parte em alvenaria e parte em vidro, que está situada 10 m a jusante da saída da câmara de tranquilização. A seção de testes bem como os equipamentos utilizados na aquisição de dados podem ser vistos na figura 4.3. O controle

de níveis no canal é realizado através de uma comporta plana, apresentada na figura 4.4, instalada no fim do canal. A manutenção do mesmo nível de água para todos os ensaios mostrou-se um processo muito demorado e de difícil execução, pois para cada aumento de vazão é necessário baixar a altura da comporta e aguardar o estabelecimento de regime permanente no canal. Caso o nível estabilizado não seja exatamente o nível desejado são necessários novos ajustes na altura da comporta. Devido a isso, os níveis de água durante os ensaios não foram mantidos constantes, mas variaram dentro de uma faixa limitada, o menor nível foi de 38,5 cm e o maior de 41,9 cm. Os níveis de água obtidos para todos os ensaios são apresentados na seção 8.4 do Anexo.

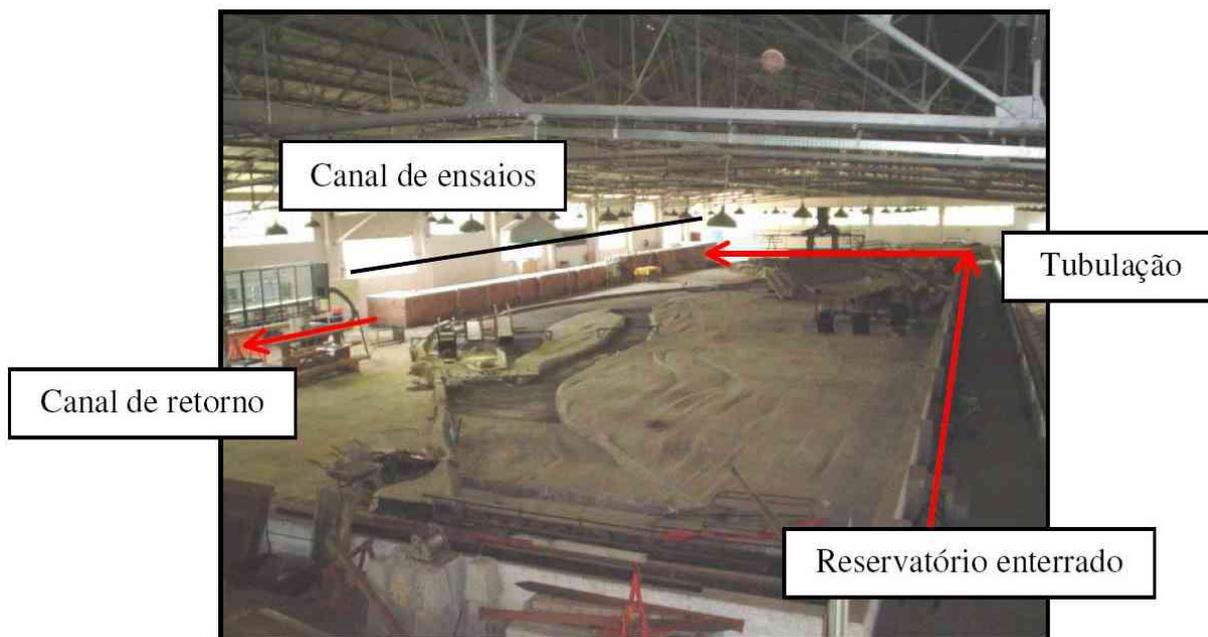


Fig. 4.1 – Vista geral do canal e estruturas auxiliares, extraído de Romagnoli (2005).



Fig. 4.2 – Vista frontal do canal de ensaios.



Fig. 4.3 – Vista frontal da seção de testes com a parede de vidro. Na foto podem ser vistos os equipamentos usados no sistema de aquisição de dados bem como um dos cilindros ensaiados.



Fig. 4.4 – Comporta para controle do nível no canal.

Em uma etapa preliminar foram feitas medições de velocidades médias no canal, utilizando sondas Pitot-Prandtl, para a caracterização do perfil de velocidades no centro da seção transversal da seção de testes, sem a estrutura cilíndrica. Os perfis de velocidade são apresentados nas figuras 4.5, 4.6 e 4.7, para as vazões de 125, 150 e 175 l/s respectivamente. Observando-se os perfis nota-se que a velocidade desde a superfície da água até uma profundidade de 20 cm é praticamente constante, ocorrendo um aumento da velocidade para a profundidade de 30 cm e para maiores profundidades a velocidade média sofre um redução brusca devido à proximidade com o fundo do canal.

Perfil de Velocidades $q = 125 \text{ l/s}$

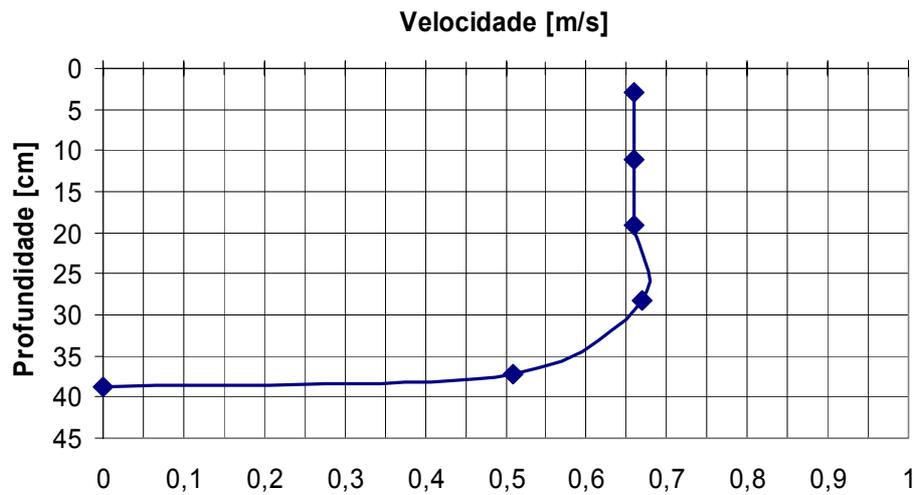


Fig. 4.5 - Perfil de velocidades no centro do canal, na seção de testes, $q = 125 \text{ l/s}$ e altura da comporta $h = 20 \text{ cm}$.

Perfil de Velocidades $q = 150 \text{ l/s}$

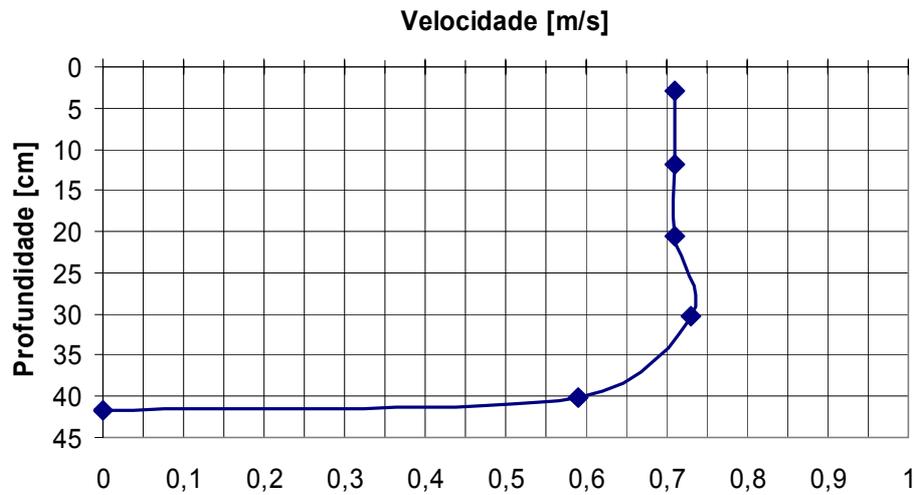


Fig. 4.6 - Perfil de velocidades no centro do canal, na seção de testes, $q = 150 \text{ l/s}$ e altura da comporta $h = 20 \text{ cm}$.

Perfil de Velocidades $q = 175 \text{ l/s}$

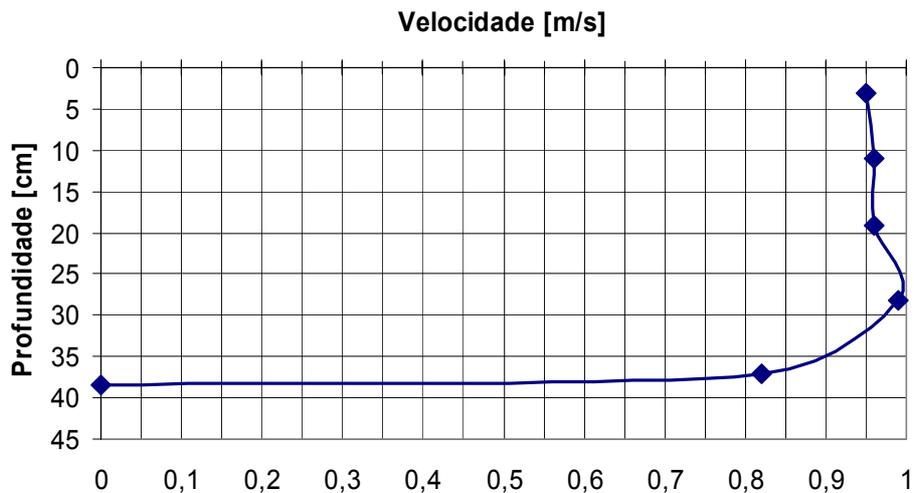


Fig. 4.7 - Perfil de velocidades no centro do canal, na seção de testes, $q = 175 \text{ l/s}$ e altura da comporta $h = 15 \text{ cm}$.

Além disso, a distribuição de velocidades na seção transversal da seção de testes também foi caracterizada. As figuras 4.8, 4.9 e 4.10 apresentam essa distribuição para as mesmas vazões dos perfis de velocidade. A distribuição de velocidades média no canal é de certa forma simétrica para vazões até 125 l/s (figura 4.8). Para a vazão de 150 l/s aparece um ponto de concentração de velocidades próximo à parede, claramente visível na figura 4.9 e, para a vazão de 175 l/s , esse ponto de concentração de velocidade desaparece (figura 4.10). Observando essa figura nota-se que existe uma assimetria na distribuição de velocidades, com maiores velocidades concentrando-se próximas à parede de alvenaria.

A ocorrência dessa concentração de velocidades não constitui um fato surpreendente, pois o mesmo é mencionado por Chow (1959), segundo o qual, o escoamento em canais prismáticos retos é de fato tridimensional manifestando um movimento espiral. Esse movimento espiral pode ser causado por pequenas perturbações na entrada do canal.

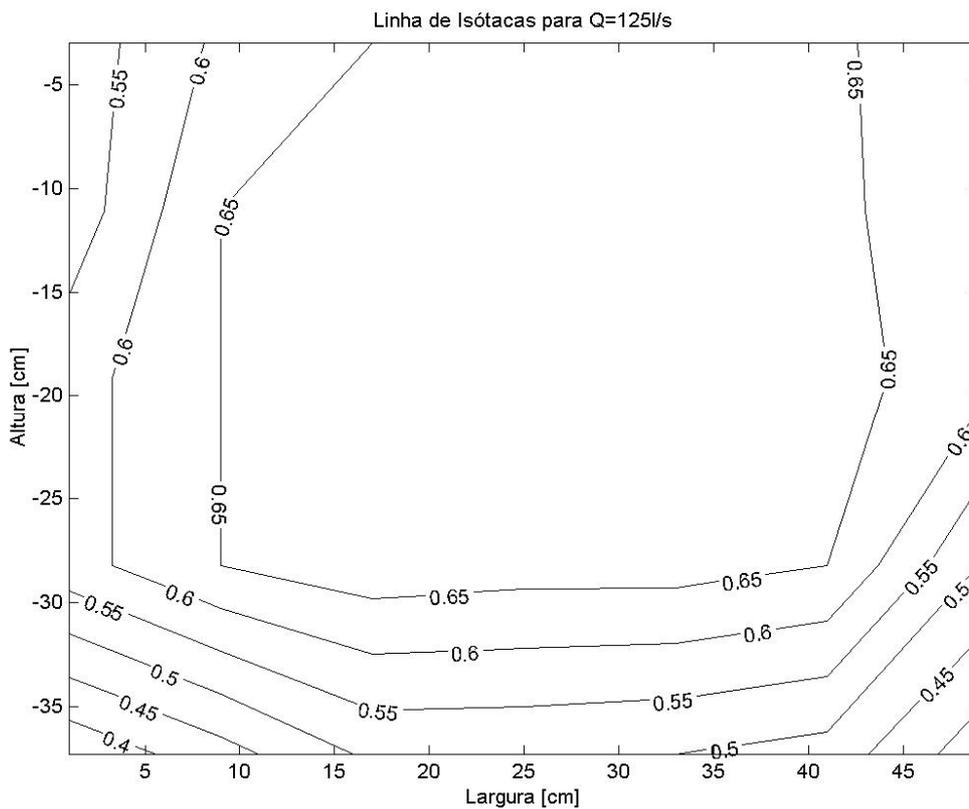


Fig. 4.8 - Curva de isótacas no centro da seção de testes para vazão Q=125 l/s e comporta em 20 cm, os valores das curvas estão em m/s.

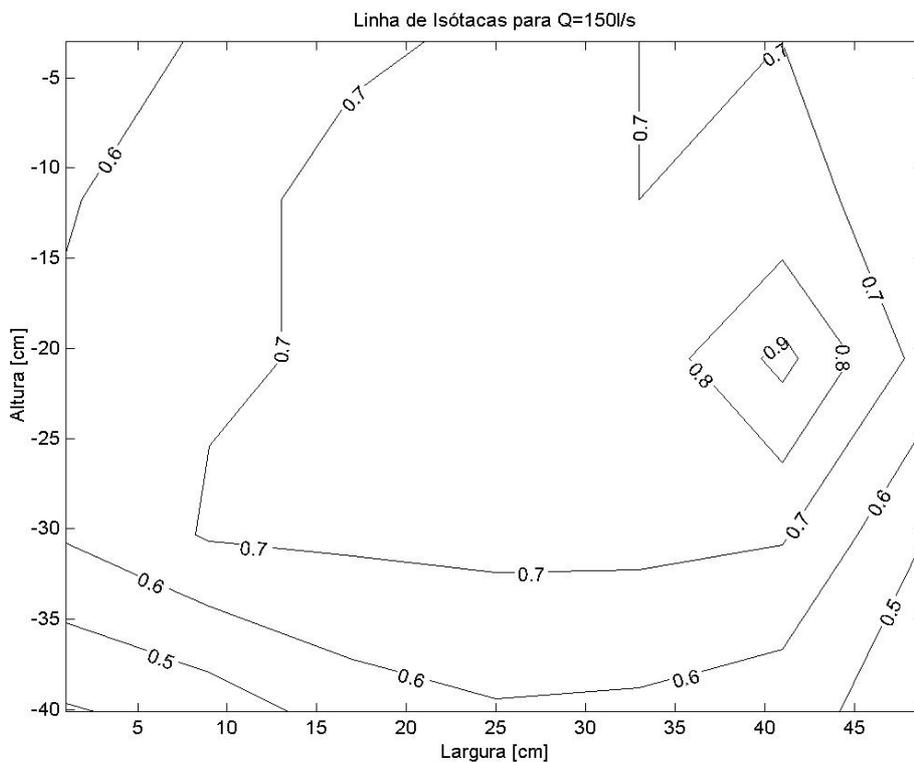


Fig. 4.9 - Curva de isótacas no centro da seção de testes para vazão Q=150 l/s e comporta em 20 cm, os valores das curvas estão em m/s.

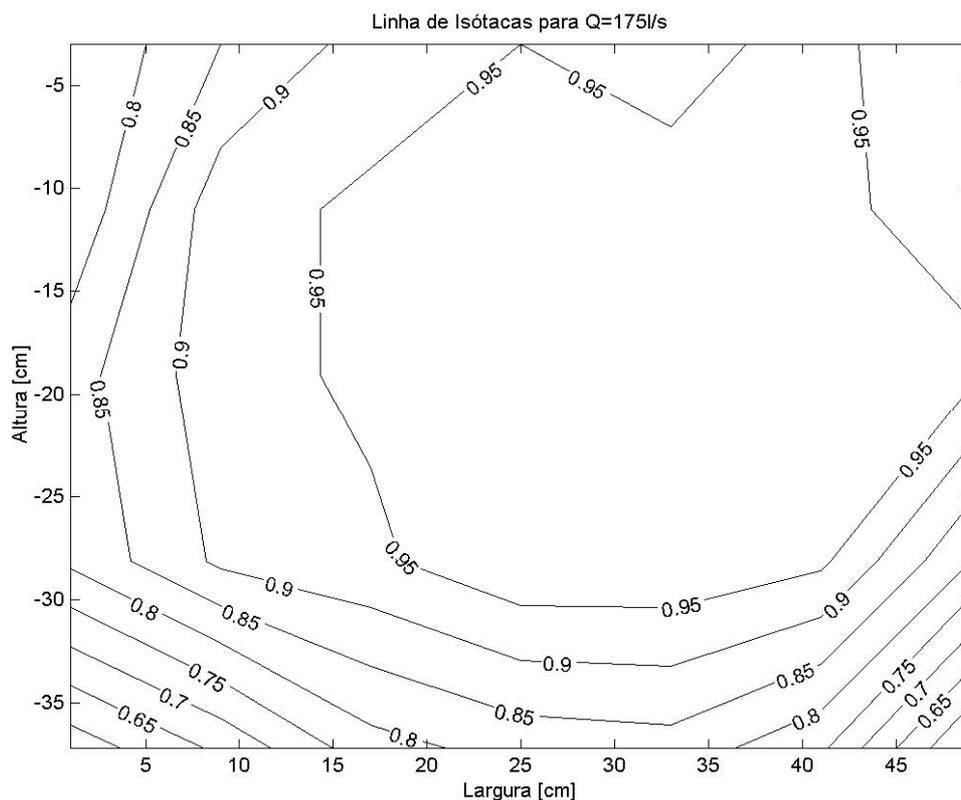


Fig. 4.10 - Curva de isótacas no centro da seção de testes para vazão $Q=175$ l/s e comporta em 15 cm, os valores das curvas estão em m/s.

4.1.2 Estruturas Cilíndricas

Foram ensaiados cilindros de PVC, com diferentes diâmetros, diferentes massas e fixados com molas de diferentes constantes elásticas. Os diâmetros nominais dos cilindros utilizados nos ensaios foram: 20, 25, 32, 40, 50 e 60 mm. Os cilindros possuem comprimento de 54 cm.

A razão de aspecto (L/D) dos cilindros foi calculada usando o comprimento submerso do cilindro, pois apenas essa região recebe a influência do escoamento. Como o comprimento submerso variou levemente para cada vazão ensaiada, adotou-se para o cálculo da razão de aspecto o comprimento submerso medido para a vazão que proporcionou a maior amplitude de oscilação. Considerando os valores médios da razão de aspecto, pois cada cilindro apresentou uma razão de aspecto específica, os quais são apresentados na tabela 4.1, são valores apenas nominais que serão usados apenas para identificar os ensaios em questão. Uma tabela contendo o resumo das características de todos os ensaios, inclusive suas razões de aspecto, é apresentada na seção 8.5 do Anexo.

Tab. 4.1 - Razões de aspecto nominais dos cilindros ensaiados.

D [mm]	Razão de Aspecto
20	19,8
25	16,1
32	12,7
40	10,1
50	8,0
60	6,7

A massa dos cilindros, para um mesmo diâmetro, foi variada através do uso de enchimentos com diferentes densidades. Optou-se por realizar o enchimento dos cilindros com argamassas de diferentes formulações, pois, este material adapta-se facilmente ao formato do cilindro e possibilita a obtenção de densidades em uma faixa adequada de trabalho. As diferentes formulações consistem basicamente na mistura de argamassa industrializada, para uso geral, com diferentes proporções de isopor, para a obtenção de densidades menores, ou brita, para a obtenção de densidades maiores.

A tabela 4.2 abaixo apresenta os materiais de enchimento usados e suas densidades resultantes. As porcentagens apresentadas na tabela referem-se à massa de argamassa.

Tab. 4.2 - Materiais de Enchimento.

Tipo	Material de Enchimento	Massa específica (g/cm ³)
1	Tubo Vazio	-
2	Mistura de Argamassa + Isopor (6%)	0,51
3	Mistura de Argamassa + Isopor (0,5%)	1,25
4	Mistura de Argamassa	1,79
5	Mistura de Argamassa + Brita na proporção 1:1	2,12

Os cilindros foram construídos da seguinte maneira: a partir de um tubo de PVC cortado nas dimensões desejadas, colou-se a vedação inferior do cilindro (figura 4.11-a). A vedação inferior deve, além de impedir a entrada de água dentro do modelo, o que poderia alterar a massa do cilindro, servir como elemento de fixação do cilindro a uma base rotulada fixada ao fundo do canal. Após a colagem da vedação inferior, o cilindro foi preenchido com diferentes materiais e após a secagem do material de enchimento a vedação superior (figura 4.11-b) foi colada no cilindro, procedimento mostrado na figura 4.12. A vedação superior possui um pino através do qual o cilindro será fixado por molas. O sistema de fixação será detalhado na próxima seção.

Após sua confecção, os cilindros foram pesados com as vedações superiores e inferiores já incluídas (figura 4.13). A tabela 4.3 a seguir apresenta as massas totais dos cilindros, incluídas as peças de fixação mais sensores de aceleração (peso total do sistema de fixação + acelerômetros = 87,6g).

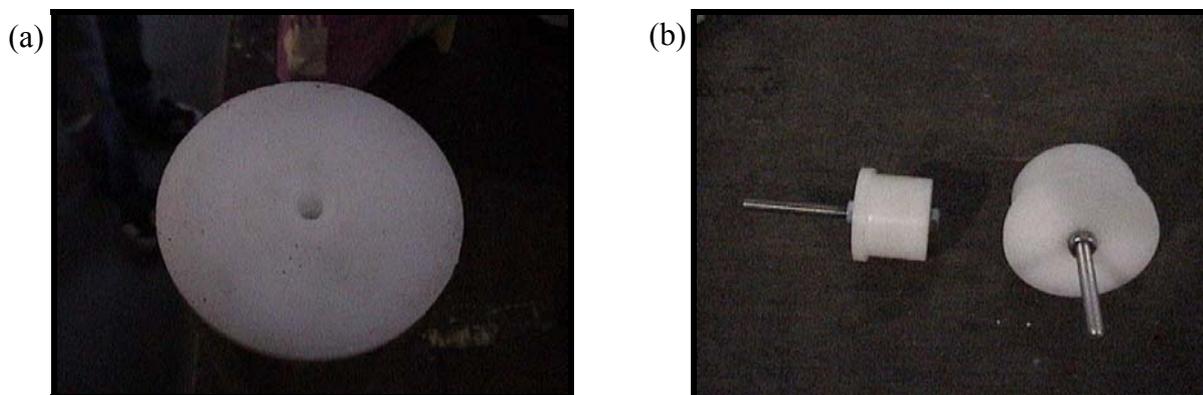


Fig. 4.11 - Fotos da (a) vedação inferior e (b) vedação superior.



Fig. 4.12 - Instalação da vedação superior.



Fig. 4.13 - Pesagem dos cilindros.

Tab. 4.3 – Massa final dos tubos após o enchimento.

Diâmetro (mm)	Massa (g)				
	Tipo de Enchimento				
	1	2	3	4	5
20	193,3	249,7	335,8	390,1	422,5
25	235,1	339,8	465,1	554,7	604,4
32	310,5	426,1	688,4	857,7	917,3
40	401,1	613,9	1012,5	1278,7	1373,9
50	570,6	886,9	1522,6	1882,9	2077,3
60	742,7	1417,8	2131,8	2712,7	2940,3

4.1.3 Sistema de Fixação

A fixação elástica dos cilindros, projetada e desenvolvida com todos os componentes em aço inoxidável, foi realizada da seguinte maneira:

Primeiramente, o cilindro recebeu a instalação de peças especiais que possibilitavam a sua fixação (vedação inferior e superior). Na parte inferior do cilindro foi instalada uma peça que possibilitava o encaixe com um pino rotulado, já apresentada na figura 4.11-a (essa peça deve garantir a impermeabilidade do cilindro). No pino da vedação superior foram instaladas duas peças de fixação, uma peça para fixação das molas e outra peça para a instalação de dois acelerômetros em direções ortogonais. As peças para a fixação das molas e instalação dos acelerômetros são apresentadas na figura 4.14-a, por sua vez, na figura 4.14-b apresenta-se a base com os

acelerômetros instalados e na figura 4.14-c é apresentada a instalação das molas e da base com os acelerômetros.

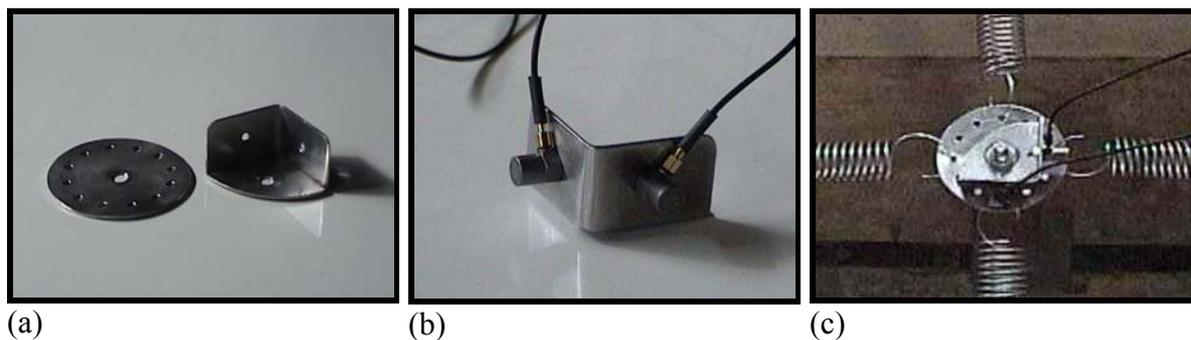


Fig. 4.14 – Detalhes do sistema de fixação: (a) base para fixação das molas (esquerda) e base para a instalação dos acelerômetros (direita), (b) base com acelerômetros instalados, (c) molas e acelerômetros instalados no cilindro.

No fundo da seção de testes fixou-se uma base com um pino rotulado (figura 4.15-a), onde o cilindro era encaixado (figura 4.15-b). As molas eram encaixadas no suporte superior (figuras 4.15-c e 4.15-d). Na figura 4.16, a instalação do cilindro na seção de testes do canal está completa.

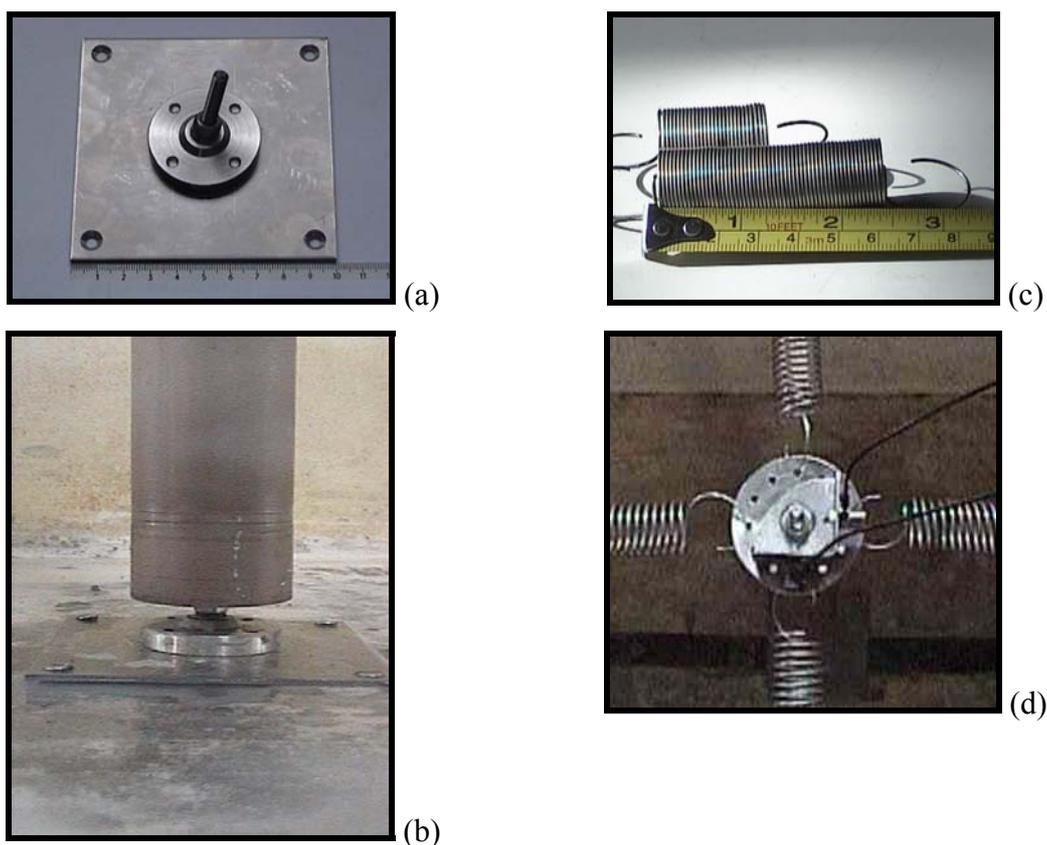


Fig. 4.15 - Detalhes dos dispositivos de fixação dos cilindros na base (a) e no topo (b) e aspecto da fixação na base (c) e no topo (d).

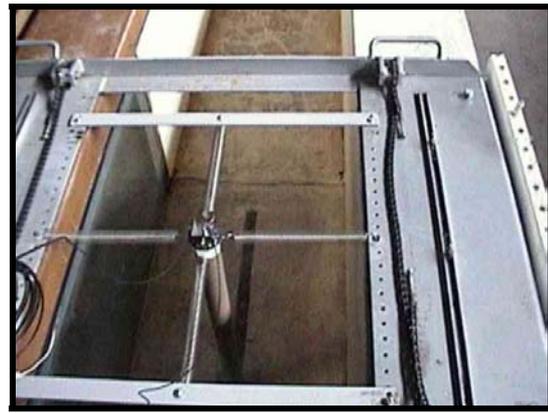


Fig. 4.16 - Cilindro montado na seção de testes do canal (visto de montante para jusante).

A fixação do cilindro realizou-se através de quatro molas de tração, dispostas em forma de cruz. Foram utilizados dois tipos de molas, as quais receberam a designação de “mola 0” e “mola m” (figura 4.15-c). As constantes elásticas das molas, bem como a verificação da relação linear força x deslocamento foram obtidas através de ensaios auxiliares detalhados na seção 8.1 do Anexo. Os gráficos a seguir, figuras 4.17 e 4.18, apresentam a relação força x deslocamento das molas m e 0 respectivamente.

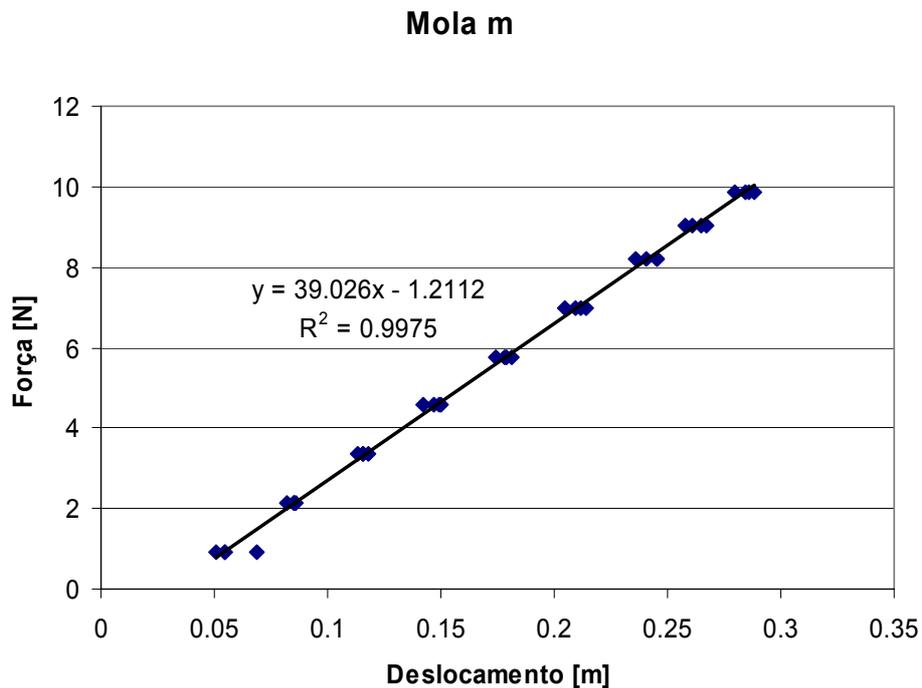


Fig. 4.17 - Relação Força x Deslocamento para a mola m.

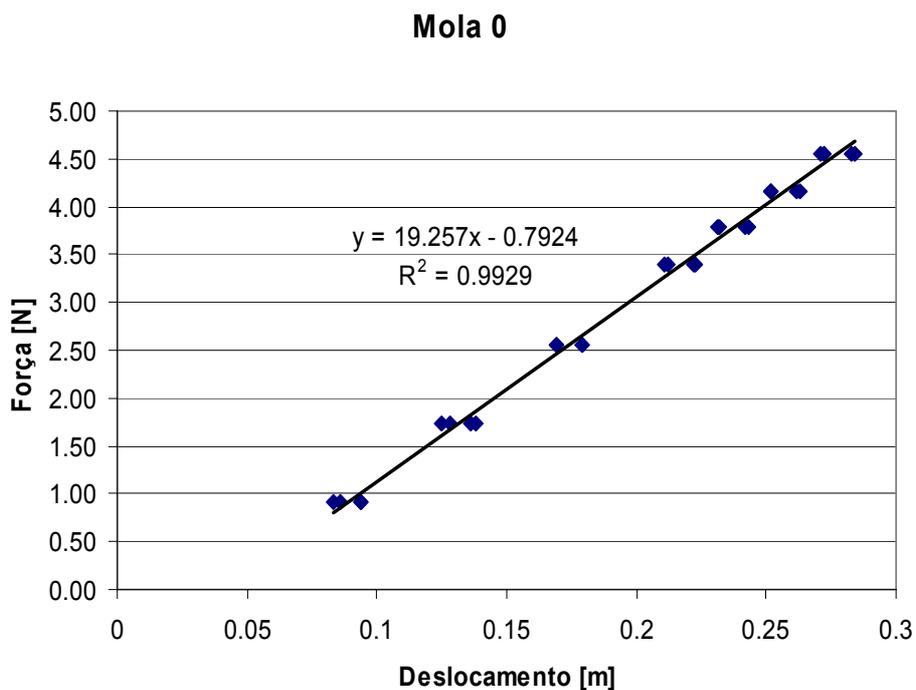


Fig. 4.18 - Relação Força x Deslocamento mola 0.

Observando os gráficos nota-se o comportamento linear das molas e seus respectivos valores de constantes elásticas, para a mola 0 é igual a 19,26N/m e para mola m é de 39,03N/m.

4.1.4 Sistema de Aquisição de Dados

As grandezas que foram medidas nesse estudo são: a aceleração no topo do cilindro, o nível de água, a vazão no canal e a temperatura da água.

A aceleração foi medida no sentido transversal e longitudinal do escoamento através de dois acelerômetros fixos na extremidade superior do cilindro (figura 4.14-b). Os acelerômetros são de marca Bruel & Kjaer, modelo 4393S com elemento sensível piezoelétrico e massa unitária de 2,4g e estão conectados a um condicionador de sinais de marca Bruel & Kjaer, modelo 2690 onde o sinal é amplificado e filtrado para a eliminação de ruídos. Foi utilizado um filtro passa-alta de 1Hz e um filtro passa-baixa de 100Hz para reduzir o efeito de interferências elétricas.

Os sinais filtrados são conduzidos a um conversor analógico digital com resolução de 16 bits conectado a um microcomputador, onde os sinais são armazenados para posterior análise. Um desenho esquemático da instalação utilizada nas medições das acelerações é apresentado na figura 4.19. A figura 4.20 apresenta uma foto do sistema de aquisição de dados montado.

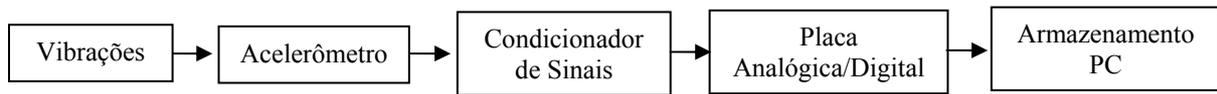


Fig. 4.19 - Desenho esquemático do sistema de aquisição de dados de aceleração.

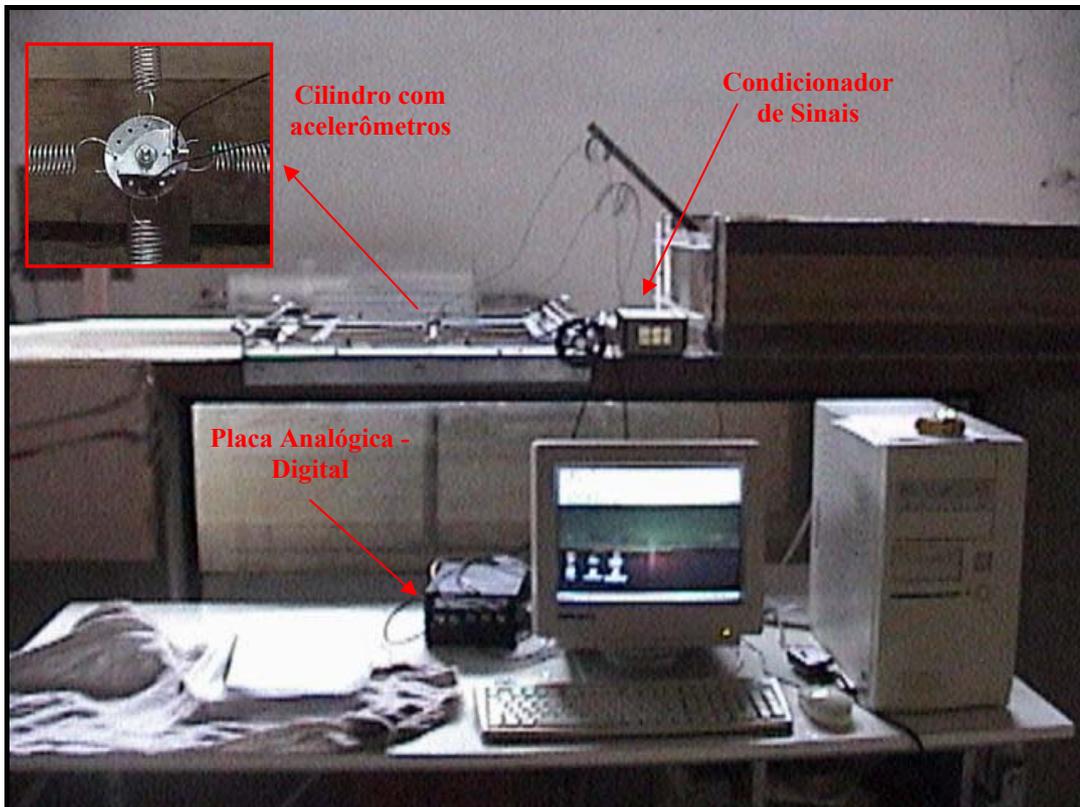


Fig. 4.20 – Sistema de aquisição de dados montado.

A velocidade média do escoamento na seção de testes foi calculada através das medidas do nível de água e vazão. Essas variáveis não estavam incluídas no sistema de aquisição de dados mostrado na figura 4.20 e sua leitura e armazenamento foram feitas de forma manual. Os níveis de água no canal foram medidos através de ponteiras linimétricas, como a da figura 4.21, situadas a montante e a jusante da seção de teste. As medidas de níveis também foram utilizadas para determinar se o escoamento já estava estabilizado, isto é, se o escoamento era permanente.



Fig. 4.21 - Ponteira linimétrica utilizada para medir níveis, extraído de Romagnoli (2005).

A vazão no canal foi medida com emprego de medidor de vazão eletromagnético de marca Fisher-Rosemount modelo 570TM (figura 4.22), com diâmetro nominal de 250 mm, instalado na tubulação que alimenta a câmara de carga do canal. O medidor de diâmetro 50 mm que aparece na figura 4.22 não foi utilizado, pois a menor vazão ensaiada (10 l/s) já permitia o uso do medidor de 250 mm.



Fig. 4.22 - Medidores de vazão eletromagnéticos.

Mediu-se a temperatura da água com um termômetro de bulbo, o qual ficava totalmente imerso no escoamento durante os ensaios.

Para informações mais detalhadas sobre os equipamentos utilizados sugere-se consultar a seção 8.2 do Anexo.

4.2 *Procedimento Experimental*

Nesta seção descrevem-se os procedimentos utilizados para a realização dos ensaios, mas, antes, faz-se necessário uma breve explicação sobre os nomes adotados para designá-los. Cada ensaio recebeu um nome que expressa diretamente quais os parâmetros geométricos e estruturais foram usados. O nome é formado primeiramente pela letra d seguida do diâmetro do cilindro, depois a letra m seguida do tipo de enchimento do cilindro (tabela 4.2), por último, vem a letra k seguida do tipo de mola usada (mola 0 ou m). Assim, por exemplo, o nome d25m2k0 indica que o ensaio refere-se ao cilindro de diâmetro 25 mm, com enchimento tipo 2, cuja massa é apresentada na tabela 4.3, e a mola utilizada foi do tipo 0.

Os procedimentos de ensaio adotados podem ser divididos em dois grupos:

- Ensaios de vibração com escoamento;
- Testes de Pulso.

Os ensaios de vibração com escoamento referem-se basicamente aos valores de aceleração medidos com a presença de escoamento, com vazões variando entre 10 e 200 l/s. Os testes de pulso foram realizados com o objetivo de determinar as frequências naturais da estrutura e seu amortecimento, tanto sem a presença de água como com água. A seguir serão detalhados esses procedimentos.

4.2.1 *Testes de Pulso*

A partir das medidas de aceleração resultantes de um teste de pulso ou teste de decaimento é possível determinar as características dinâmicas da estrutura tais como amortecimento e frequência natural. Os testes de pulso foram realizados sem a presença de água e com água. Para o caso dos testes de pulso com o cilindro imerso em água tentou-se manter os níveis de água na seção de testes próximos a 40 cm, que corresponde ao nível de água desejado durante os ensaios com escoamento. Entretanto, houve pequenos desvios dessa situação ideal, com os casos extremos situados entre 37,5 e 42,8 cm, mas a maioria dos casos (32 casos do total de 38) situaram-se dentro de 40 ± 1 cm. Esse fato não é muito relevante para a qualidade dos dados adquiridos, pois mesmo que o nível de água de 40 cm fosse atendido, essa situação dificilmente corresponderia à situação do ensaio com escoamento, conforme já mencionado anteriormente. Os valores dos níveis de água para todos os testes de pulso são apresentados na seção 8.4 do Anexo.

Para os testes de pulso foram adotados os seguintes parâmetros para a aquisição de dados:

- Frequência de aquisição de 200 Hz;
- Tempo de aquisição de 10,24 s, resultando na aquisição de 2048 pontos.

Esses valores foram escolhidos baseados em uma etapa de ensaios preliminares.

O teste de pulso consistia no deslocamento da estrutura de uma distância da ordem de um diâmetro, essa distância era estimada de maneira visual. O cilindro era então liberado e, logo após, a medição dos valores de aceleração era iniciada. O deslocamento inicial do teste de pulso de 1,0 D foi escolhido de maneira a aproximar as amplitudes de deslocamento que eram esperadas durante os testes com escoamento.

O procedimento descrito acima foi realizado nas direções transversal e longitudinal, com três repetições em cada direção para permitir o cálculo de valores médios. Para calcular frequências e amortecimentos em determinada direção foram utilizados somente os dados provenientes dos testes de pulso nessa mesma direção e para o acelerômetro instalado na mesma direção. Adotou-se esse procedimento para os testes sem água e com água. Assim, para cada configuração cilindro-mola foram realizados 12 testes de pulso, resultando no total em 444 (12x37) testes de pulsos. Dois exemplos de testes de pulso são apresentados nas figuras 4.23 e 4.24, um para condição seca e outro na presença de água.

4.2.1.1 Determinação da Frequência Natural

Determinou-se a frequência natural de oscilação do sistema através de uma rotina de cálculo desenvolvida no aplicativo MatLab (Math Works), a qual identifica os pontos de máximo e de mínimo dentro de cada ciclo de oscilação com seus respectivos tempos de ocorrência. O intervalo de tempo entre esses pontos é calculado, fornecendo assim o período para um ciclo de oscilação. A frequência natural do sistema é o inverso da média dos períodos calculados. A tabela 4.4, a seguir, fornece as frequências naturais dos ensaios realizados, onde f_{ns} significa frequência natural na condição sem água e f_{na} significa frequência natural com água.

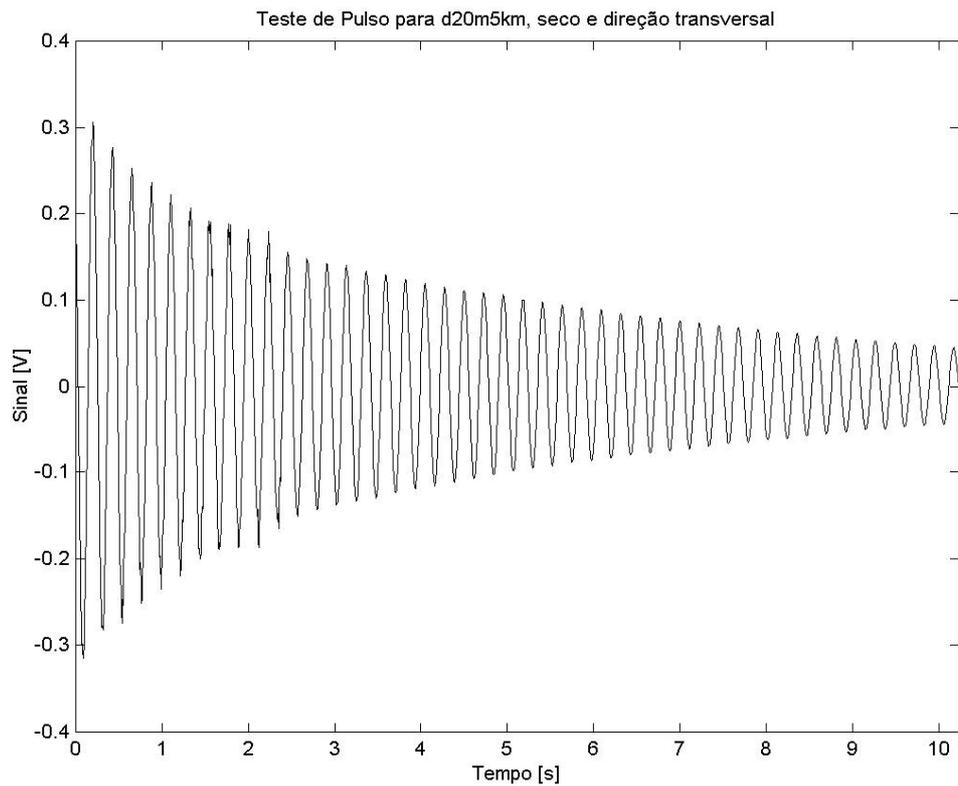


Fig. 4.23 – Teste de pulso para o d20m5km, seco e com impulso na direção transversal. Sinal em Volts.

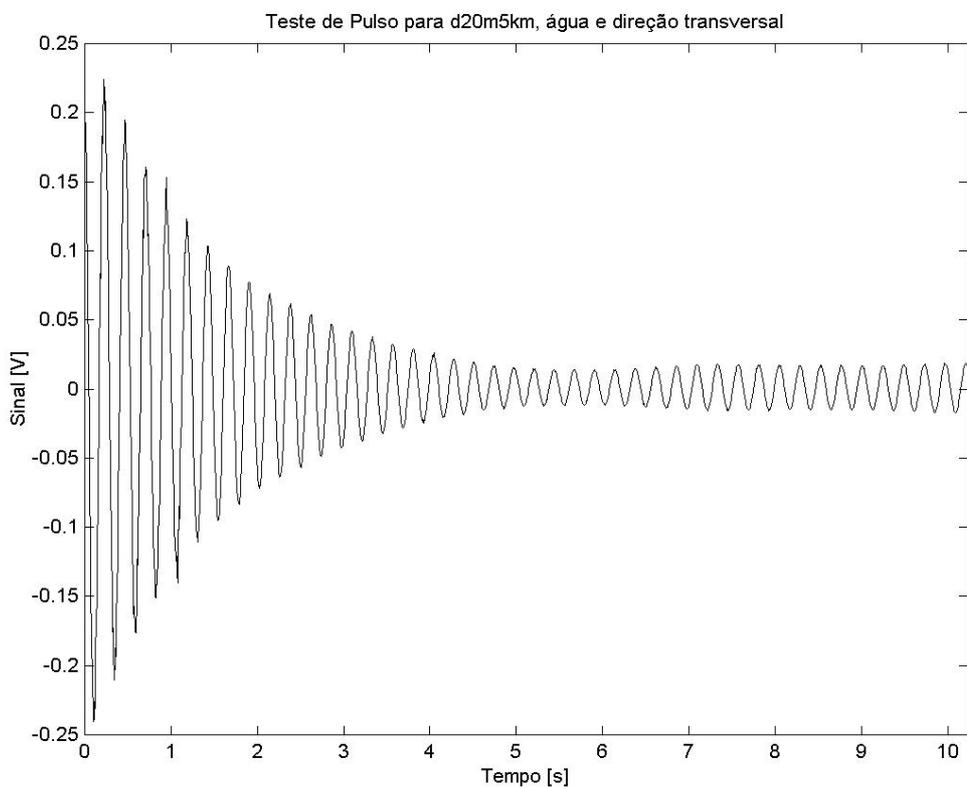


Fig. 4.24 – Teste de pulso para o d20m5km, com água e com impulso na direção transversal. Sinal em Volts.

Tab. 4.4 - Tabela resumo das frequências naturais e amortecimentos, no ar e na água.

Ensaio	f_{ns} [Hz]	f_{na} [Hz]	ζ(ar)	ζ(água)
d20m1k0	3,57	3,35	0,015	0,014
d20m1km	5,44	5,08	0,003	0,035
d20m2k0	3,51	3,26	0,016	0,015
d20m2km	5,17	5,00	0,004	0,026
d20m3k0	3,11	2,94	0,007	0,020
d20m3km	4,69	4,45	0,008	0,010
d20m4k0	3,07	2,87	0,029	0,019
d20m4km	4,64	4,30	0,020	0,011
d20m5k0	2,91	2,81	0,013	0,025
d20m5km	4,41	4,21	0,007	0,024
d25m1k0	3,40	3,10	0,009	0,013
d25m2k0	3,09	2,91	0,009	0,025
d25m3k0	2,81	2,64	0,021	0,016
d25m3km	4,19	3,97	0,008	0,013
d25m4k0	2,71	2,56	0,027	0,020
d25m4km	4,07	3,75	0,024	0,033
d25m5k0	2,59	2,46	0,017	0,018
d25m5km	3,86	3,59	0,007	0,013
d32m1k0	3,09	2,74	0,020	0,039
d32m2k0	2,83	2,59	0,015	0,023
d32m3k0	2,42	2,29	0,013	0,019
d32m4k0	2,21	2,08	0,021	0,034
d32m4km	3,36	3,12	0,029	0,017
d32m5k0	2,18	2,05	0,025	0,016
d32m5km	3,23	3,03	0,013	0,022
d40m2k0	2,42	2,14	0,021	0,065
d40m3k0	2,05	1,88	0,017	0,023
d40m4k0	1,83	1,74	0,047	0,020
d40m5k0	1,79	1,70	0,027	0,027
d40m5km	2,67	2,54	0,019	0,023
d50m3k0	1,64	1,54	0,024	0,022
d50m4k0	1,49	1,40	0,036	0,026
d50m5k0	1,48	1,33	0,033	0,046
d60m2k0	1,66	1,50	0,029	0,032
d60m3k0	1,35	1,29	0,038	0,070
d60m4k0	1,18	1,13	0,057	0,050
d60m5k0	1,16	1,10	0,061	0,054

4.2.1.2 Determinação do Amortecimento

O amortecimento do sistema foi calculado a partir do ajuste de uma função exponencial, equação 4.1, à envoltória das oscilações dos testes de pulso. Fez-se o ajuste para a envoltória de valores máximos e para a envoltória de valores mínimos, baseado nas frequências naturais f_n determinadas para cada teste de pulso, no ar e na água, foi calculado o amortecimento do sistema.

Esse cálculo foi automatizado através de uma rotina do MatLab. Nas figuras 4.25 e 4.26 são apresentados exemplos desses ajustes. Os valores médios do amortecimento são apresentados na tabela 4.4.

$$x = X e^{-2\pi f_n \zeta t} . \quad (4.1)$$

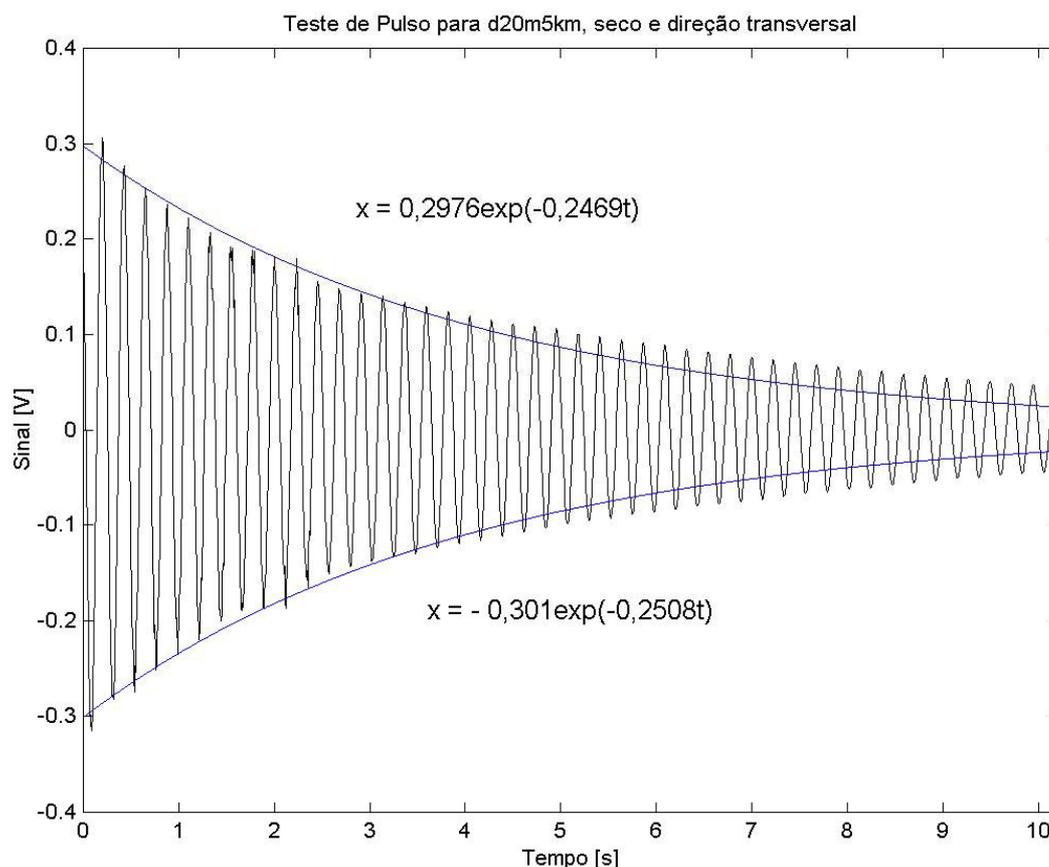


Fig. 4.25 - Exemplo de ajuste exponencial realizado para o cálculo do amortecimento, impulso transversal e sem água.

A figura 4.25 mostra um exemplo do ajuste realizado, o valor do amortecimento para o sistema é calculado dividindo-se o valor dentro da exponencial pela frequência natural angular (rad/s), obtida no item anterior. Esse procedimento foi realizado para todos os testes de pulso e os valores médios obtidos para o amortecimento na condição seca e na presença de água são apresentados na tabela 4.4. Observando-se os gráficos nota-se que a função exponencial ajustada começa a se afastar do comportamento real do cilindro à medida que o tempo aumenta e a amplitude diminui. Esse fato era esperado, visto que foi dada preferência para ajustar os dados no início do teste de pulso, situação que apresenta amplitudes de oscilação mais próximas da condição encontrada durante os ensaios com escoamento.

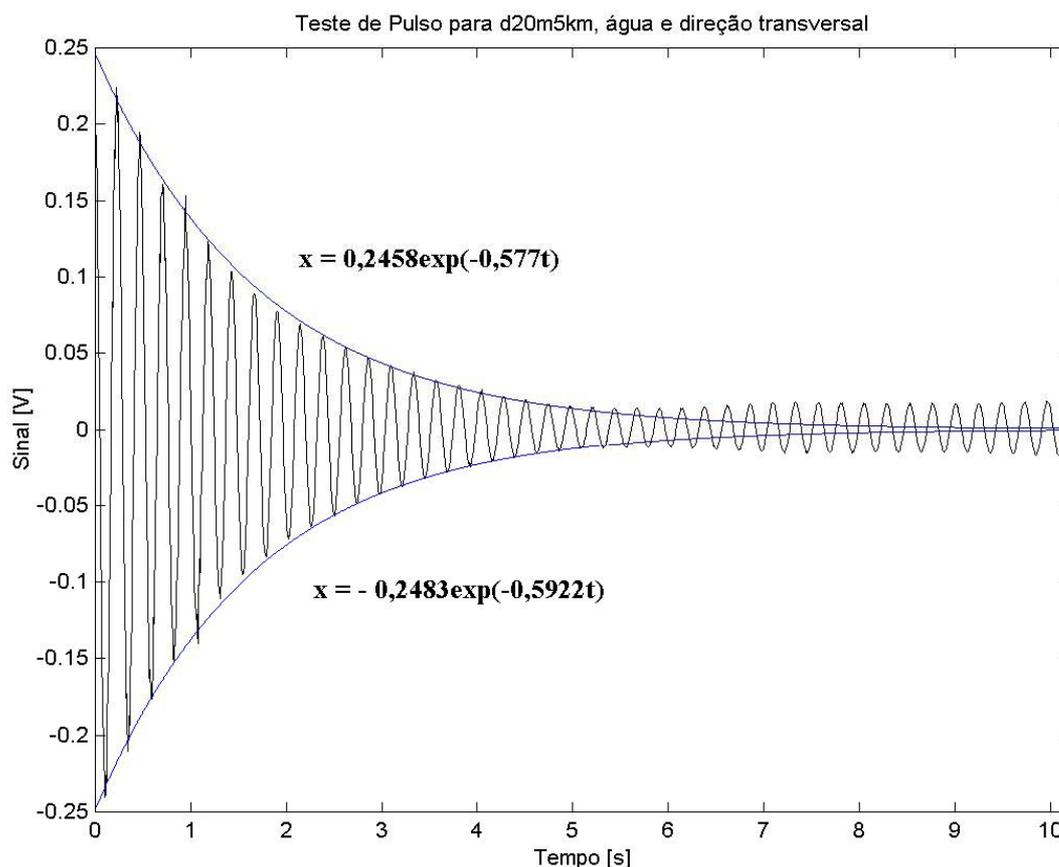


Fig. 4.26 - Exemplo de ajuste exponencial realizado para o cálculo do amortecimento, impulso transversal e com água.

4.2.2 Ensaios com Escoamento

Para cada configuração cilindro-mola foram realizados ensaios com vazões crescentes. A faixa de vazões ensaiada ficou entre 10 l/s e 200 l/s com incrementos na vazão de 10 l/s. Essa faixa de vazão adotada corresponde a velocidades médias entre 0,05 e 1,0 m/s, com incrementos de 0,05 m/s. A vazão no canal era ajustada através de uma válvula gaveta instalada na tubulação de alimentação do canal e o nível do canal através do ajuste da comporta instalada no final do canal.

Adotou-se o seguinte procedimento experimental: ajustava-se a válvula gaveta da tubulação de modo que a vazão, lida no medidor eletromagnético, ficasse próxima da desejada. Os valores desejados eram sempre 10, 20, 30, 40, até atingir 200 l/s, entretanto esses valores serviam apenas como referência. Após o ajuste da válvula gaveta era necessário um ajuste na comporta de jusante para manter o nível de água dentro de limites aceitáveis, feito o ajuste na comporta de jusante era necessário aguardar até que a condição permanente de escoamento fosse estabelecida. A existência de condições permanentes era monitorada através das pontas linimétricas, que eram ajustadas regularmente conforme os níveis no canal mudavam. Após a verificação da estabilidade

dos níveis, verificava-se se os níveis e a vazão estavam próximos dos valores desejados, caso afirmativo, estava tudo pronto para dar início ao processo de medição das acelerações, caso os níveis e/ou a vazão estivessem afastados demais do valor desejado procedia-se a novos ajustes.

Foram adotados os seguintes parâmetros de aquisição de dados de aceleração:

- Frequência de aquisição de 100 Hz;
- Tempo total de aquisição de 81,92 s, ou seja, 8192 pontos amostrados.

Realizados os primeiros ensaios investigativos, as frequências dominantes de vibração dos cilindros demonstraram estar na faixa entre 1 e 5 Hz. Para tanto, a frequência de aquisição ajustada em 100 Hz permitiu avaliar o comportamento das estruturas até 50 Hz, equivalente a, em torno de, 10 vezes o valor das frequências dominantes. Aliado a isto, 81,92 segundos de duração das amostras garantem uma resolução de, aproximadamente, 0,1 Hz na representação das funções de densidade espectral, necessária para separação de informações superpostas no fenômeno.

As medições de acelerações dos cilindros, na fase de ensaios preliminares, permitiram verificar, seja por inspeção visual ou cálculo de diferenças entre ensaios, excelente repetibilidade, no que diz respeito à identificação de características médias temporais, tais como: amplitudes máximas, frequências dominantes e amortecimento característico.

O processo de aquisição de dados era então iniciado e, durante esse período, era medida a vazão através do medidor eletromagnético, os níveis através de duas pontas linimétricas situadas próximas da seção de testes, uma a montante e outra a jusante, e a temperatura da água, a qual utilizou-se para calcular os valores do coeficiente de viscosidade cinemático ν , que foram usados para o cálculo do número de Reynolds, através da seguinte fórmula extraída de Neves (1960):

$$\nu = \frac{1,78}{1 + 0,0337T + 0,000221T^2} \times 10^{-6} \quad (4.2)$$

Onde: T – temperatura da água em °C;

ν – coeficiente de viscosidade cinemático da água em m²/s.

Após o encerramento do processo de aquisição de dados, os valores medidos eram inspecionados para verificar se a sensibilidade do condicionador de sinais estava adequada, se não havia saturação do sinal, etc. Somente após a verificação da medição procedia-se a um incremento de vazão, procedendo da mesma maneira, como já descrito. Feito isto, os sinais elétricos provenientes da instrumentação medidos em volts foram convertidos em acelerações. Cabe ressaltar que para fazer a conversão dos sinais medidos em volts para m/s² foram utilizadas as relações de calibração fornecidas pelo fabricante do condicionador de sinais.

A figura 4.27 apresenta o comportamento típico, verificado em todos os ensaios, dos valores de aceleração medidos, já convertidos em m/s², para vários valores de vazão. Pode-se ver

pela análise da figura 4.27, que o cilindro em questão apresenta níveis de vibração muito baixos para vazões de até 50 l/s e que a partir de 70 l/s, o cilindro começa a apresentar vibrações consideráveis com amplitudes crescentes com a vazão até atingir seu máximo para $q=100$ l/s. Nota-se que o sinal torna-se cada vez mais regular, com o aumento da vazão. Além da vazão de 100 l/s, a amplitude do sinal começa a reduzir e o sinal torna-se irregular até que na vazão de 140 l/s, a amplitude do sinal está bem menor. Dessa vazão em diante, as amplitudes do sinal não se alteram de forma considerável até atingir a vazão final de 200 l/s.

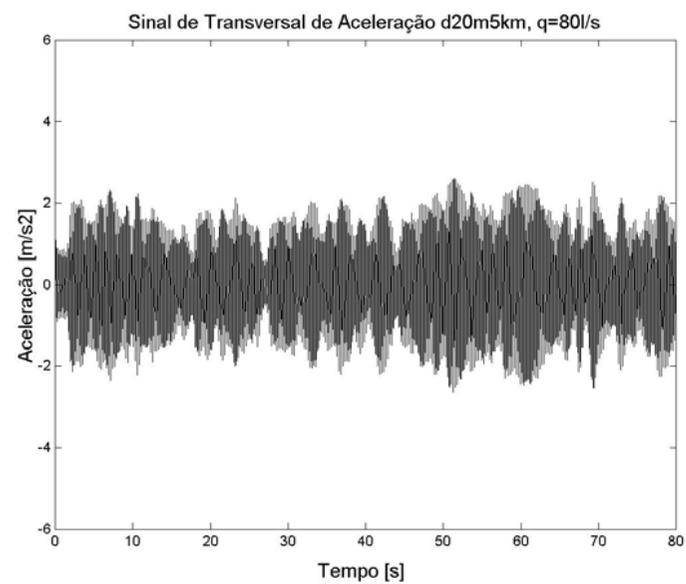
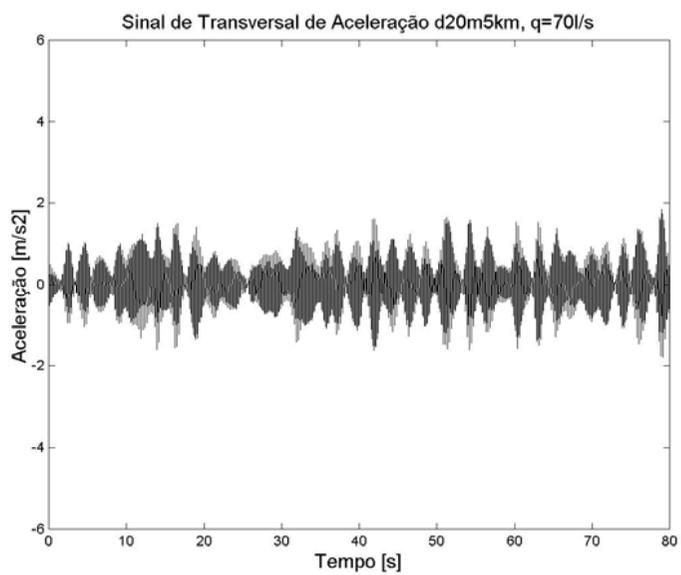
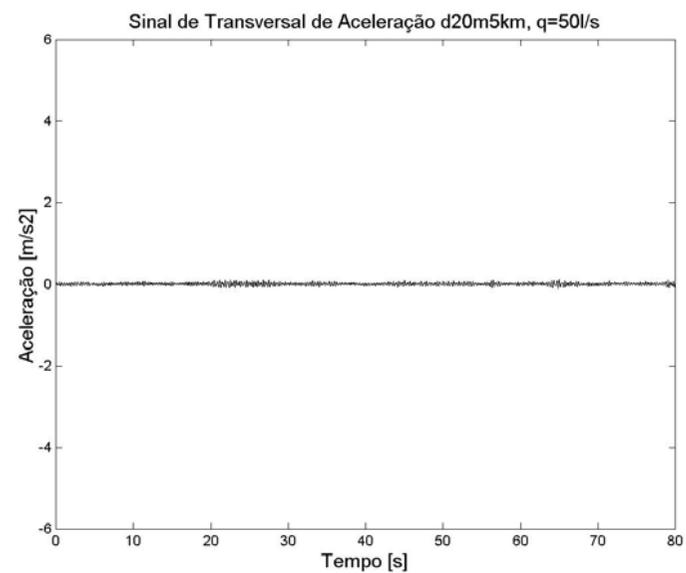
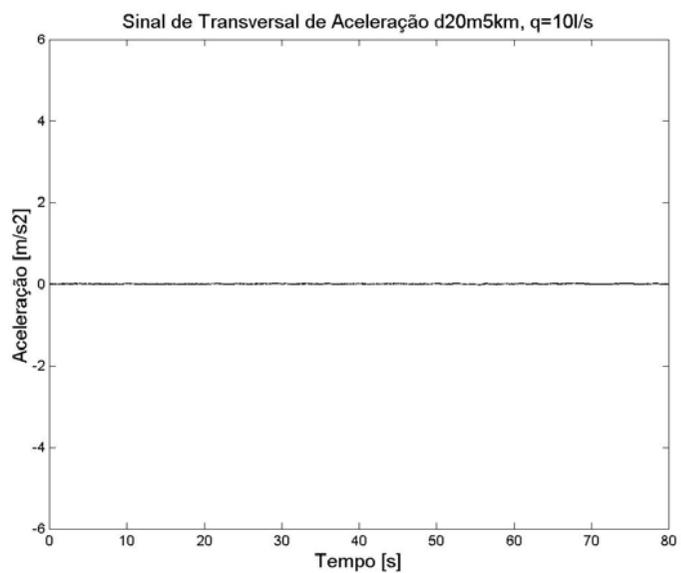


Fig. 4.27 - Sinais de aceleração medidos para várias vazões, ensaio d20m5km.

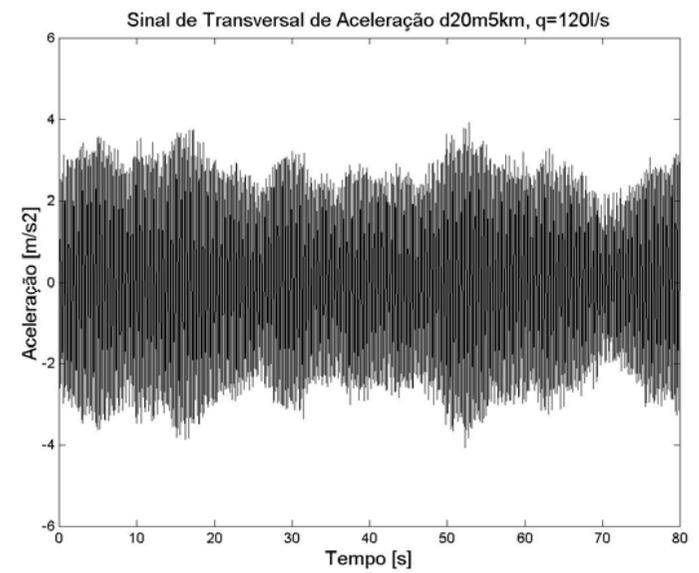
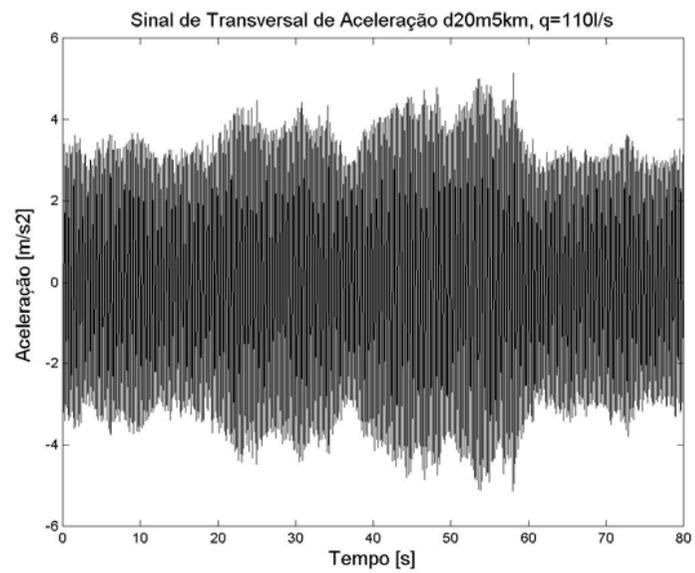
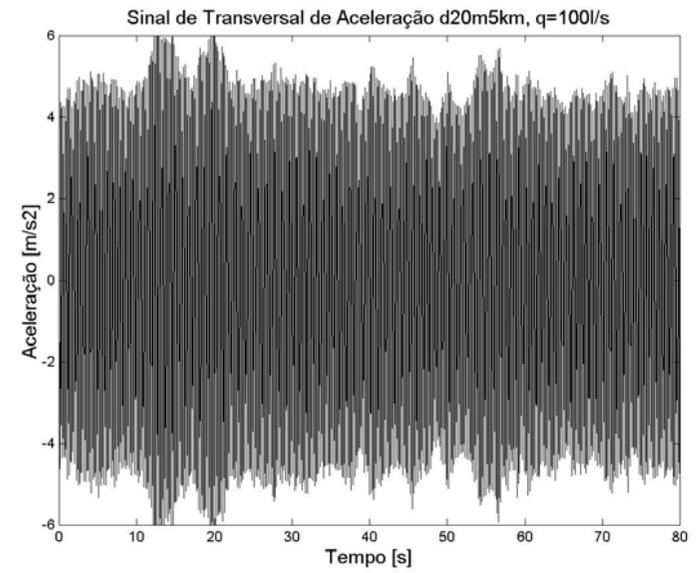
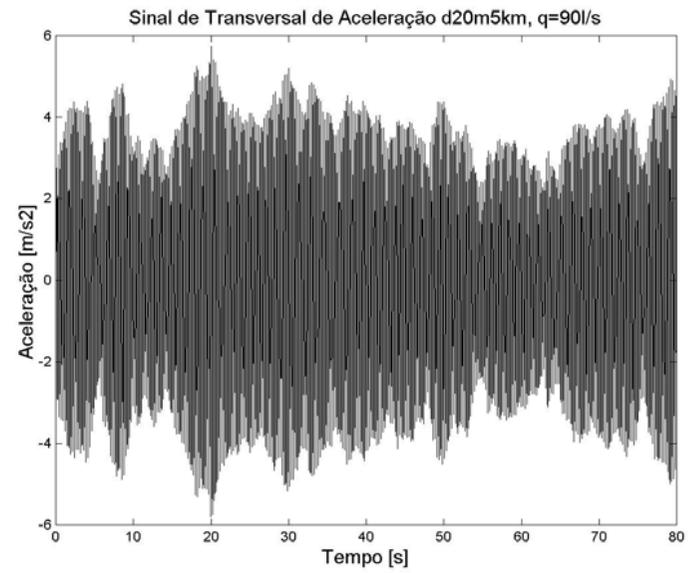


Fig. 4.27 - Sinais de aceleração medidos para várias vazões, ensaio d20m5km.

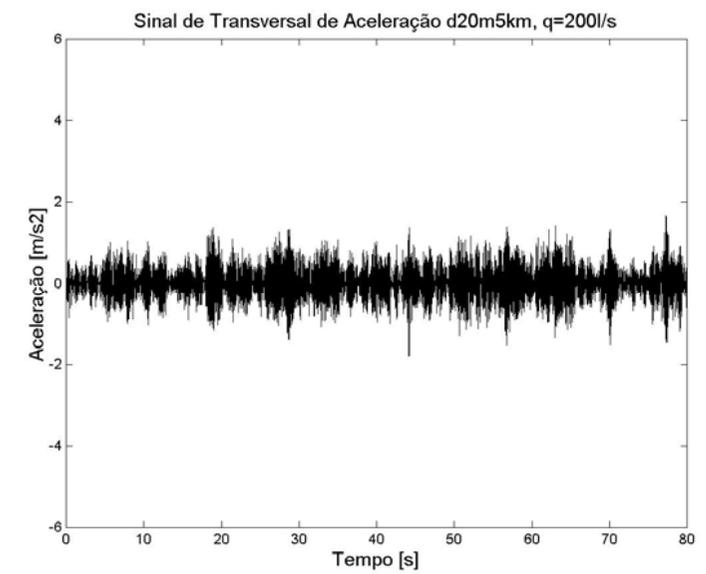
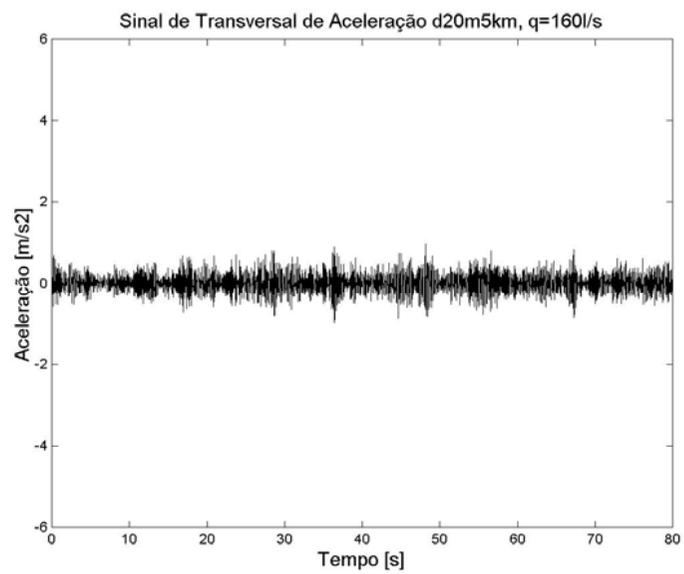
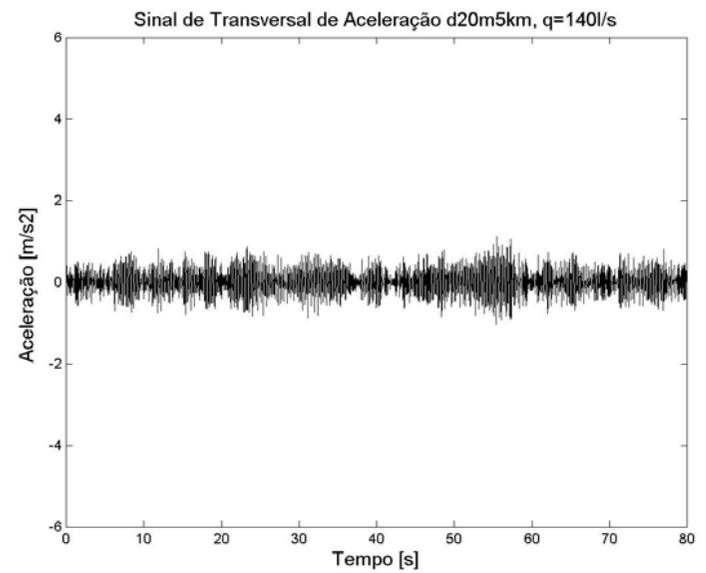
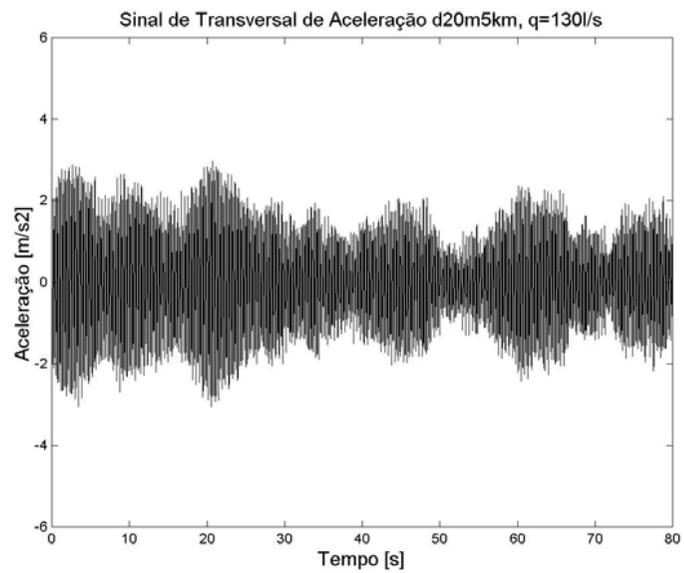


Fig. 4.27 - Sinais de aceleração medidos para várias vazões, ensaio d20m5km.

4.2.2.1 Cálculo dos deslocamentos

Os deslocamentos do topo do cilindro foram calculados através da dupla integração do sinal de aceleração. Conforme mencionado por Aveleda (2003) e Jong & Vandiver (1983), esse método possui um inconveniente pois o processo de integração causa uma expansão indesejável dos sinais de baixa frequência ou ruídos, tornando o sinal resultante da integração seriamente afetado por ruídos de tal maneira que o sinal resultante não é mais representativo do fenômeno físico. A solução para esse problema é a aplicação de filtros digitais aos sinais antes e após as integrações. O processo utilizado para calcular os deslocamentos do topo do cilindro através do sinal de acelerações medidas é apresentado na figura 4.28. Para a integração numérica dos sinais foi utilizada a regra do trapézio. A caracterização do filtro utilizado, bem como a demonstração da necessidade do uso do filtro, através da apresentação de um exemplo de aplicação da dupla integração sem a filtragem dos dados, são apresentadas na seção 8.6 do Anexo.

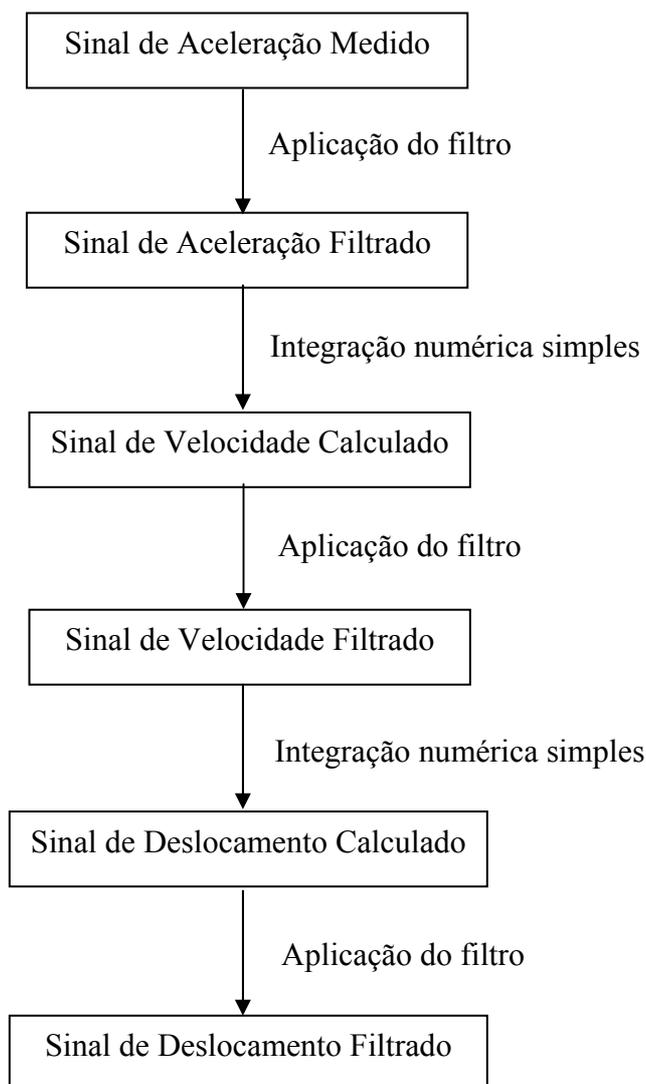


Fig. 4.28 – Processo utilizado para o cálculo dos deslocamentos no topo do cilindro.

Apesar da aplicação de filtros causar pequenas modificações nas fases dos sinais, esse fato não é considerado relevante para o estudo em questão, pois a principal variável utilizada nas análises foi a mediana das amplitudes máximas do sinal de deslocamento para cada vazão. Assim, quando nas seções subsequentes for feita menção às amplitudes máximas de oscilação, deve-se ter em mente que o valor mencionado corresponde à mediana dos deslocamentos máximos calculados com base nas medições da aceleração. Esse critério foi adotado para evitar a utilização de deslocamentos máximos extremos que não correspondem às amplitudes de oscilações normalmente encontradas no sinal, como por exemplo, o deslocamento extremo calculado para o sinal do cilindro d20m2km com vazão de 110 l/s apresentado na figura 4.29. Na figura 4.29 se pode notar que o uso da mediana, linha horizontal, para representar os níveis máximos de oscilação se mostra adequado.

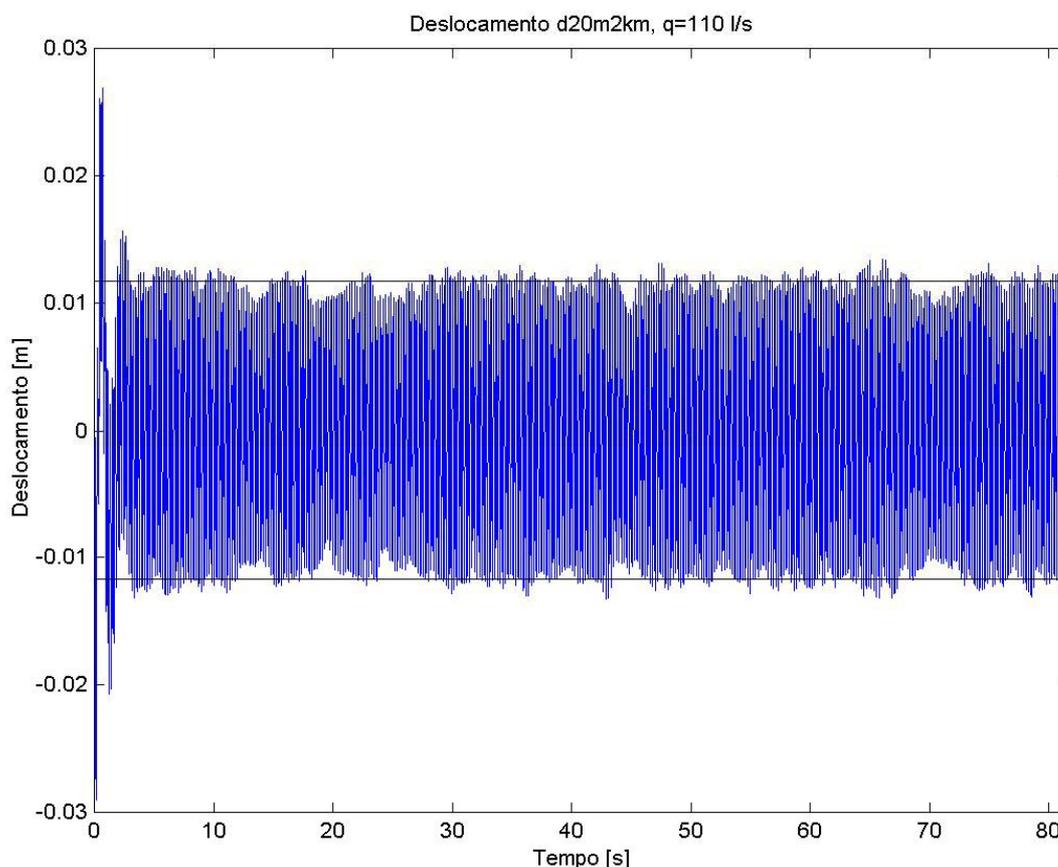


Fig. 4.29 – Amplitudes de oscilação do cilindro d20m2km para vazão de 110 l/s.

4.2.2.2 *Freqüências dominantes*

As freqüências dominantes de vibração foram determinadas através do uso de funções de densidade de potência espectral, onde as freqüências com maiores ordenadas espectrais foram

consideradas dominantes na oscilação do sistema. Um exemplo deste procedimento é apresentado na figura 4.30. Nesse exemplo a frequência dominante é 2,83Hz.

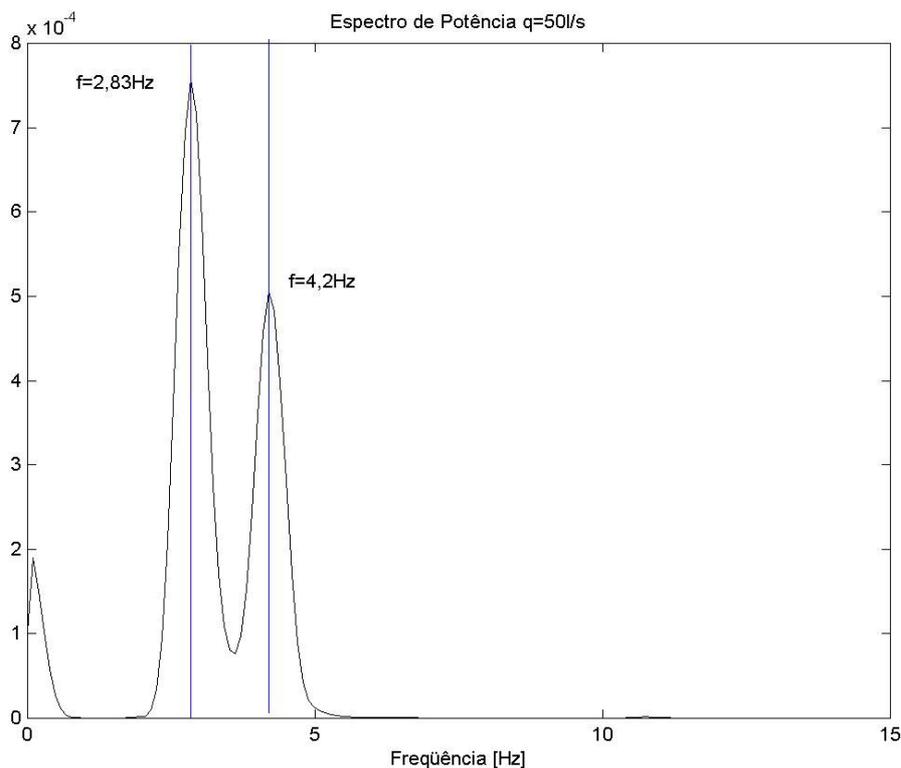


Fig. 4.30 - Exemplo de determinação de frequências dominantes.

4.2.2.3 Determinação da Faixa de Sincronização

As faixas de sincronização foram determinadas através das funções de densidade de potência espectral dos sinais. A sincronização, como já mencionado na revisão bibliográfica, é a região de velocidades do escoamento onde a oscilação do cilindro assume o controle sobre o processo de desprendimento de vórtices, ocorrendo o desprendimento de vórtices na mesma frequência de oscilação da estrutura, em uma aparente violação da relação de Strouhal. Rigorosamente falando, qualquer afirmativa sobre a frequência de desprendimento de vórtices deveria ser inferida através da medição de parâmetros hidrodinâmicos tais como: pressão ao redor do cilindro, velocidade na esteira de vórtices. Infelizmente, essas medidas não foram realizadas nessa dissertação e as frequências de desprendimento de vórtices foram estimadas através do sinal de aceleração medido, pois, como pode ser observado na figura 4.30, o espectro de potência apresenta a frequência de oscilação do sistema e a frequência de desprendimento de vórtices.

O critério adotado, no presente trabalho, para definir o início e o final da sincronização, consiste em considerar que quando as frequências de oscilação e de desprendimento de vórtices

coincidem, ocorre o início da sincronização e quando de apenas uma frequência dominante, ocorre a separação em duas frequências ocorre o final da sincronização. Esse procedimento pode ser melhor entendido pelo exemplo a seguir:

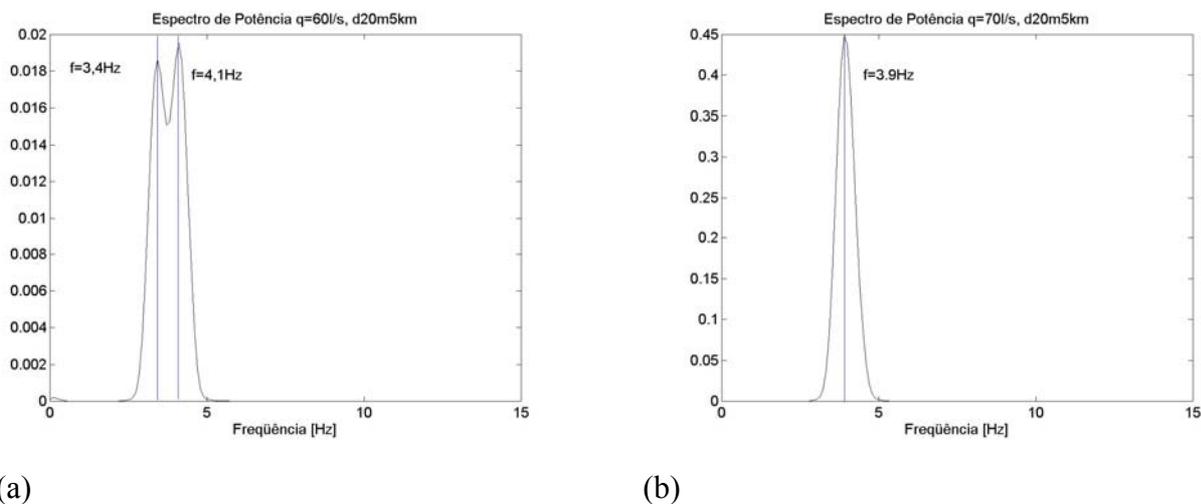


Fig. 4.31 - Função densidade de potência espectral para a vazão 60 l/s (a) e para 70 l/s (b). Essas figuras mostram a junção da frequência de desprendimento de vórtices com a frequência de vibração da estrutura, marcando o início do fenômeno de sincronização.

A figura 4.31-a indica a presença de duas frequências no sinal de aceleração. A frequência natural da estrutura na água é de 4,2 Hz e a frequência de desprendimento de vórtices é de 3,1 Hz (calculada com número de Strouhal $S=0,2$) situando-se próximas às frequências encontradas nesse gráfico. O gráfico da figura 4.31-a indica que nesse teste ($q=60$ l/s) ainda não foi atingida a região de sincronização, segundo o critério adotado no presente trabalho. Na próxima vazão (figura 4.31-b) existe apenas uma frequência, portanto, segundo o critério utilizado está ocorrendo sincronização. O mesmo raciocínio vale para o fim da sincronização. Esse procedimento constitui uma aproximação, mas os resultados obtidos para as faixas de sincronização estão de acordo com valores mencionados por outros pesquisadores.

5. APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS

Esta seção tem por objetivo apresentar os resultados experimentais obtidos nos ensaios de vibrações de cilindros realizados e também alguns aspectos do fenômeno de Vibrações Induzidas por Vórtices (VIV) identificados através desses ensaios. Apesar das medidas de aceleração terem sido realizadas nas direções transversais e longitudinais, os incrementos de vazão utilizados foram escolhidos de forma a caracterizar, em um tempo de experimentação razoável, de maneira adequada, as vibrações transversais. Os incrementos de vazão utilizados não se mostraram adequados para o estudo das vibrações longitudinais. Por esse motivo foram analisados apenas os sinais transversais de aceleração. O fato dos incrementos de vazão utilizados não serem adequados para a caracterização das vibrações longitudinais não prejudicou o atendimento aos objetivos iniciais do presente trabalho, tendo em vista que, desde o início dos ensaios, o foco principal eram as vibrações transversais.

Baseando-se nesses resultados experimentais, fez-se possível a identificação de dois parâmetros muito importantes que afetam as amplitudes máximas de oscilação no fenômeno de VIV, a saber: o parâmetro de massa-amortecimento $(m^*+C_A)\zeta$, a partir deste ponto referido apenas como $(m^*+C_A)\zeta$, e a razão de aspecto L/D.

A influência do $(m^*+C_A)\zeta$ sobre as amplitudes máximas de oscilação é conhecida há mais de 30 anos, segundo Williamson & Govardhan (2004). A primeira compilação abrangente de resultados experimentais existentes foi realizada por Griffin e colaboradores na década de 70.

A influência da razão de aspecto sobre o comportamento oscilatório dos cilindros já foi investigada algumas vezes, por exemplo, no trabalho de Wootton (1969), Okajima et al. (2004) e Griffin (1980). Entretanto, a influência da razão de aspecto sobre as amplitudes máximas de oscilação não é normalmente abordada em conjunto com a variação do $(m^*+C_A)\zeta$, sendo prática comum o agrupamento de resultados experimentais em um gráfico de Amplitude Adimensional versus $(m^*+C_A)\zeta$, sem considerar as diferentes razões de aspecto.

Além disso, foram encontrados resultados experimentais que levantam dúvidas quanto à validade do uso do parâmetro $(m^*+C_A)\zeta$ para caracterizar as amplitudes máximas atingidas, tema que gerou certas discussões como em Khalak & Williamson (1996, 1999).

5.1 *Resultados Experimentais*

Os resultados experimentais obtidos são apresentados de forma resumida na tabela 5.1, a qual apresenta os principais parâmetros utilizados ou medidos nesses ensaios, tais como: diâmetro do cilindro, tipo de mola, amplitude máxima de oscilação, velocidade reduzida máxima, razão de

massa, razão de aspecto, etc. Na seção 8.5 do anexo é apresentada uma tabela resumo mais completa dos resultados experimentais e na seção 8.8, são apresentadas tabelas com os valores de deslocamento máximos medidos para cada cilindro e vazão ensaiada.

Tab. 5.1 – Resumo dos resultados experimentais obtidos nessa dissertação.

Ensaio	A/D _{max}	V _{rmax}	Re _{max}	V _{r1}	V _{r2}	ζ	m*	(m*+C _A)ζ	S _G	L/D
d20m1km	0,58	5,9	11780	4,5	7,7	0,003	1,5	0,0077	0,0178	20,2
d20m2km	0,59	5,5	10934	3,6	8,8	0,004	2,0	0,013	0,033	20,0
d20m3k0	0,44	6,1	6761	4,4	7,7	0,007	2,7	0,026	0,056	19,6
d20m3km	0,43	5,7	9782	4,0	8,3	0,008	2,7	0,030	0,073	19,9
d20m5km	0,34	6,1	9613	4,3	8,2	0,007	3,4	0,030	0,065	19,8
d20m1k0	0,45	6,1	8104	3,8	7,5	0,015	1,6	0,039	0,083	19,6
d20m2k0	0,45	5,5	6966	3,9	7,0	0,016	2,0	0,050	0,128	19,4
d20m5k0	0,34	5,5	5722	3,7	7,3	0,013	3,4	0,055	0,143	19,9
d20m4km	0,42	5,8	9452	4,2	8,0	0,020	3,1	0,083	0,192	19,8
d20m4k0	0,38	5,5	5902	3,5	7,2	0,029	3,2	0,122	0,323	19,7
d25m1k0	0,66	6,4	12199	4,6	7,5	0,009	1,2	0,021	0,040	16,3
d25m2k0	0,57	6,2	11436	4,8	7,4	0,009	1,7	0,024	0,050	16,0
d25m3km	0,58	6,0	14422	4,2	8,6	0,008	2,4	0,027	0,058	16,1
d25m5km	0,50	6,0	12379	3,9	8,3	0,007	3,0	0,030	0,066	16,3
d25m5k0	0,40	5,8	8132	4,2	7,3	0,017	3,1	0,069	0,161	15,9
d25m3k0	0,32	6,1	9504	4,7	7,0	0,021	2,4	0,071	0,150	15,8
d25m4km	0,44	5,9	12930	3,7	8,3	0,024	2,8	0,090	0,203	16,1
d25m4k0	0,44	5,5	8245	4,7	7,1	0,027	2,8	0,104	0,274	16,2
d32m2k0	0,72	6,5	17888	3,7	7,6	0,015	1,3	0,034	0,064	12,8
d32m1k0	0,82	6,7	19319	3,5	10,1	0,020	0,9	0,038	0,067	13,0
d32m3k0	0,53	6,1	14835	4,9	7,2	0,013	2,1	0,040	0,084	12,7
d32m5km	0,46	6,1	17093	3,1	8,7	0,013	2,9	0,051	0,106	12,3
d32m4k0	0,40	6,2	12549	4,7	7,6	0,021	2,7	0,078	0,158	12,4
d32m5k0	0,42	6,1	11542	3,1	9,0	0,025	2,8	0,095	0,204	12,8
d32m4km	0,46	6,0	17787	4,1	7,9	0,029	2,7	0,107	0,235	12,5
d40m2k0	0,81	6,8	24304	3,5	9,8	0,021	1,2	0,046	0,077	10,0
d40m3k0	0,70	5,9	18419	4,7	8,4	0,017	2,0	0,050	0,114	10,2
d40m5km	0,31	5,9	21478	3,1	8,3	0,019	2,7	0,071	0,162	10,0
d40m5k0	0,56	5,8	14087	3,0	9,4	0,027	2,7	0,099	0,235	10,2
d40m4k0	0,53	5,7	16985	5,1	8,3	0,047	2,5	0,166	0,398	10,0
d50m3k0	0,73	6,4	24431	6,4	10,2	0,024	1,9	0,069	0,133	8,0
d50m5k0	0,67	6,0	20354	3,7	10,3	0,033	2,7	0,119	0,259	8,0
d50m4k0	0,66	6,3	21931	2,8	10,3	0,036	2,4	0,123	0,242	8,1
d60m2k0	0,93	6,5	35868	2,8	11,1	0,029	1,2	0,066	0,122	6,7
d60m3k0	0,82	6,4	29389	3,2	9,6	0,038	1,9	0,109	0,211	6,7
d60m4k0	0,68	5,9	24424	2,9	10,9	0,057	2,4	0,192	0,434	6,7
d60m5k0	0,66	6,1	23339	3,8	11,1	0,061	2,6	0,221	0,469	6,6

Foram ensaiados cilindros com 6 razões de aspecto: 6,7, 8,0, 10,1, 12,7, 16,1 e 19,8. Lembrando que esses valores devem ser encarados apenas como valores nominais, pois como já

foi explicado na seção anterior, não foi possível manter exatamente o mesmo nível de água no canal em todos os ensaios. A razão de aspecto nesse trabalho é a razão entre o comprimento submerso e o diâmetro do cilindro resultando em diferentes razões de aspecto para cada ensaio. Considera-se que essa pequena variação na razão de aspecto devido aos diferentes níveis de água não exerce influência significativa sobre o comportamento do sistema, ver item 8.3 do Anexo.

Com o objetivo de comparar os resultados experimentais dessa dissertação com os resultados publicados por diversos pesquisadores, elaborou-se a tabela 5.2, a seguir, com o resumo das principais características do fenômeno de Vibrações Induzidas por Vórtices em cilindros submetidos ao escoamento de água, separadas por montagem experimental. A referida tabela foi elaborada a partir da tabela 4.6 apresentada na revisão bibliográfica.

Tab. 5.2 – Resumo dos resultados experimentais separados por montagem experimental, ensaios com água, resumo elaborado com base na tabela 4.6.

Parâmetro	Cilindros Rígidos elasticamente montados	Cilindros Pivotados*	Cilindros Flexíveis	Trabalho atual
A/D_{\max}	0,54-1,19	0,48-1,60	0,78-1,72	0,31-0,93
$V_{r\max}$	4,8-7,7	5,9-8,2	6,1-8,9	5,5-6,8
V_{r1}	2,8-4,7	3,7-4,2	3,1-4,8	2,8-6,4
V_{r2}	10,4-15,7	9-19,6	13,8-17,5	7-11,1
m^*	1,2-50,8	1,0-7,7	1,4-2,4	0,9-3,4
$(m^*+C_A)\zeta$	0,003-0,14	0,005-0,06	0,013-0,041	0,008-0,221
Re	508-76200	1000-22500	500-40000	1000-60000

*- inclui cilindros pivotados com 1 e 2 graus de liberdade

Nessa pesquisa, os valores de amplitudes máximas de oscilação variaram entre 0,31-0,93D, que comparadas com as outras montagens experimentais apresentadas na tabela 5.2, mostra existir uma concordância razoável com as amplitudes de oscilação encontradas por outros autores. Apesar das oscilações com amplitudes menores do que 0,5D e da maior amplitude máxima encontrada nesta dissertação ser de 0,93D, valor relativamente abaixo do que foi encontrado em cilindros pivotados. A velocidade reduzida, onde ocorre a máxima amplitude de oscilação, variou entre 5,5-6,8. Esse valor encontra-se dentro da faixa encontrada para cilindros rígidos elasticamente montados (4,8-7,7) e um pouco abaixo dos valores encontrados para o caso de cilindros pivotados (5,9-8,2) e de cilindros flexíveis (6,1-8,9).

As velocidades reduzidas de início e fim da sincronização ficaram, respectivamente, entre 2,8-6,4 e 7,0-11,1. Para o caso da velocidade reduzida de início da sincronização V_{r1} , os valores estão relativamente próximos das faixas citadas na literatura. No caso da velocidade reduzida do final da sincronização V_{r2} , existe uma grande discrepância entre os valores encontrados neste

trabalho (7,0-11,1) e os citados na literatura. Já para o caso de cilindros pivotados essa faixa está situada entre 9-19,6. Tal discrepância pode ser atribuída aos seguintes fatores:

1. Os valores de V_{r1} e V_{r2} apresentados na tabela 4.6 da revisão bibliográfica foram, na maioria dos casos, estimados através das curvas $A/D \times V_r$ através do critério de que quando a amplitude adimensional fosse $\geq 0,05$, a vibração do cilindro estaria sincronizada com o processo de formação e desprendimento de vórtices;
2. Existência de poucos valores de V_{r2} relatados ou estimados através do critério anterior.

Ainda com relação às velocidades reduzidas, segundo Sarpkaya (1979), a faixa de excitação de vibrações transversais na água situa-se entre $4,5 < V_r < 10,0$ e a velocidade reduzida máxima ocorre entre $6,5 < V_r < 8,0$. Neste trabalho encontrou-se uma faixa de excitação entre $2,8 < V_r < 11,1$, valor relativamente próximo ao citado por Sarpkaya.

A razão de massa m^* obtida nos ensaios variou entre 0,9-3,4, o $(m^* + C_A)\zeta$ ficou entre 0,008-0,22 e os números de Reynolds cobertos por estes ensaios variaram entre 1000 (para o cilindro com $d=20$ mm e menor velocidade de escoamento utilizada) e 60000 (para o cilindro com $d=60$ mm e velocidade máxima do escoamento). Comparando esses valores com os apresentados na tabela 5.2, para cilindros pivotados nota-se que as razões de massa ensaiadas estão incluídas na faixa dos cilindros pivotados. O parâmetro $(m^* + C_A)\zeta$ para o caso dos cilindros pivotados variou entre 0,005-0,06, valores bem inferiores ao maior $(m^* + C_A)\zeta$ utilizado nesta dissertação, o que poderia, em parte, explicar a tendência de amplitudes menores ocorridas para os ensaios aqui apresentados.

A tabela 5.3, a seguir, resume os resultados experimentais obtidos separados por razão de aspecto L/D . Observando a tabela 5.3 nota-se que os cilindros com razões de aspecto menores apresentam, em geral, amplitudes de oscilação maiores, como o caso de $L/D=6,7$, onde a amplitude variou entre 0,66-0,93D e o caso $L/D=19,8$ onde a amplitude variou entre 0,34-0,59D. A influência da razão de aspecto L/D será discutida com maiores detalhes a seguir.

Tab. 5.3 – Resumo dos resultados experimentais separados por razão de aspecto.

Parâmetro	$L/D = 19,8$	$L/D = 16,1$	$L/D = 12,7$	$L/D = 10,1$	$L/D = 8,0$	$L/D = 6,7$	Todos
A/D_{max}	0,34-0,59	0,32-0,66	0,40-0,82	0,31-0,81	0,66-0,73	0,66-0,93	0,31-0,93
V_{rmax}	5,5-6,1	5,5-6,4	6,0-6,7	5,7-6,8	6,0-6,4	5,9-6,5	5,5-6,8
V_{r1}	3,5-4,5	3,7-4,8	3,1-4,9	3,0-5,1	2,8-6,4	2,8-3,8	2,8-6,4
V_{r2}	7,0-8,8	7,0-8,6	7,2-10,1	8,3-9,8	10,2-10,3	9,6-10,1	7,0-11,1
m^*	1,5-3,4	1,2-3,1	0,9-2,9	1,2-2,7	1,9-2,7	1,2-2,6	0,9-3,4
$(m^* + C_A)\zeta$	0,01-0,12	0,02-0,10	0,03-0,11	0,05-0,17	0,07-0,12	0,07-0,22	0,008-0,22
Re	1000- 20000	1250- 25000	1600- 32000	2000- 40000	2500- 50000	3000- 60000	1000- 60000

5.2 *Influência do parâmetro $(m^*+C_A)\zeta$ sobre a amplitude máxima de oscilação*

O parâmetro $(m^*+C_A)\zeta$ combina o amortecimento estrutural e a massa da estrutura, incluída a massa adicional da água através do fator C_A , em um único parâmetro e de forma adimensional. Além deste, existem outros parâmetros adimensionais criados com o mesmo objetivo, tais como: número de Scruton, parâmetro de estabilidade K_s , parâmetro de Skop-Griffin S_G . Todos esses parâmetros adimensionais são proporcionais ao produto da razão de massa (incluindo massa adicional da água) e amortecimento estrutural. Dos parâmetros citados, os mais utilizados na literatura sobre VIV em cilindros são o parâmetro de estabilidade, o parâmetro de Skop-Griffin e o parâmetro de massa-amortecimento $(m^*+C_A)\zeta$. Nessa dissertação optou-se por usar o parâmetro $(m^*+C_A)\zeta$, pois foi encontrada uma grande quantidade de artigos publicados que fazem referência a esse parâmetro, tais como: Williamson & Govardhan (2004), Khalak & Williamson (1996, 1999), Govardhan & Williamson (2000), Jauvtis & Williamson (2003, 2004). Para a conversão entre os diferentes parâmetros, foram usadas as equações 3.33 e 3.35 apresentadas na revisão bibliográfica.

As amplitudes máximas de vibração encontradas neste trabalho experimental foram comparadas, em forma de gráfico, com valores citados na literatura em diversos artigos, que englobam diferentes configurações experimentais - ensaios realizados no ar e na água. Esse gráfico é apresentado na figura 5.1, os resultados encontrados neste trabalho foram denominados nesse gráfico de “dissertação”.

Observando o gráfico nota-se que as amplitudes máximas encontradas apresentam boa concordância com os valores publicados por outros autores, apesar de existir um grande número de ensaios que apresentam amplitudes máximas menores do que $0,5D$, na faixa de $0,02 < (m^*+C_A)\zeta < 0,1$. Para esses valores, de $(m^*+C_A)\zeta$, as menores amplitudes de oscilação encontradas em outros trabalhos aproximam-se de $0,5D$. Da observação do gráfico nota-se a grande dispersão dos dados existentes, tanto dos resultados obtidos no presente trabalho bem como dos valores divulgados por diversos pesquisadores. Algumas vezes, esse gráfico é apresentado na escala log-log, com o objetivo de reduzir, apenas visualmente, a dispersão dos dados.

A figura 5.1 também contém valores de amplitudes provenientes de ensaios com ar que, após removidos e graficando novamente os dados restantes, sem o uso da escala logarítmica, obtém-se o gráfico apresentado na figura 5.2. Neste gráfico fez-se uma ampliação da região com valores de $(m^*+C_A)\zeta < 0,3$, com o objetivo de apresentar com maiores detalhes a região investigada nesta dissertação.

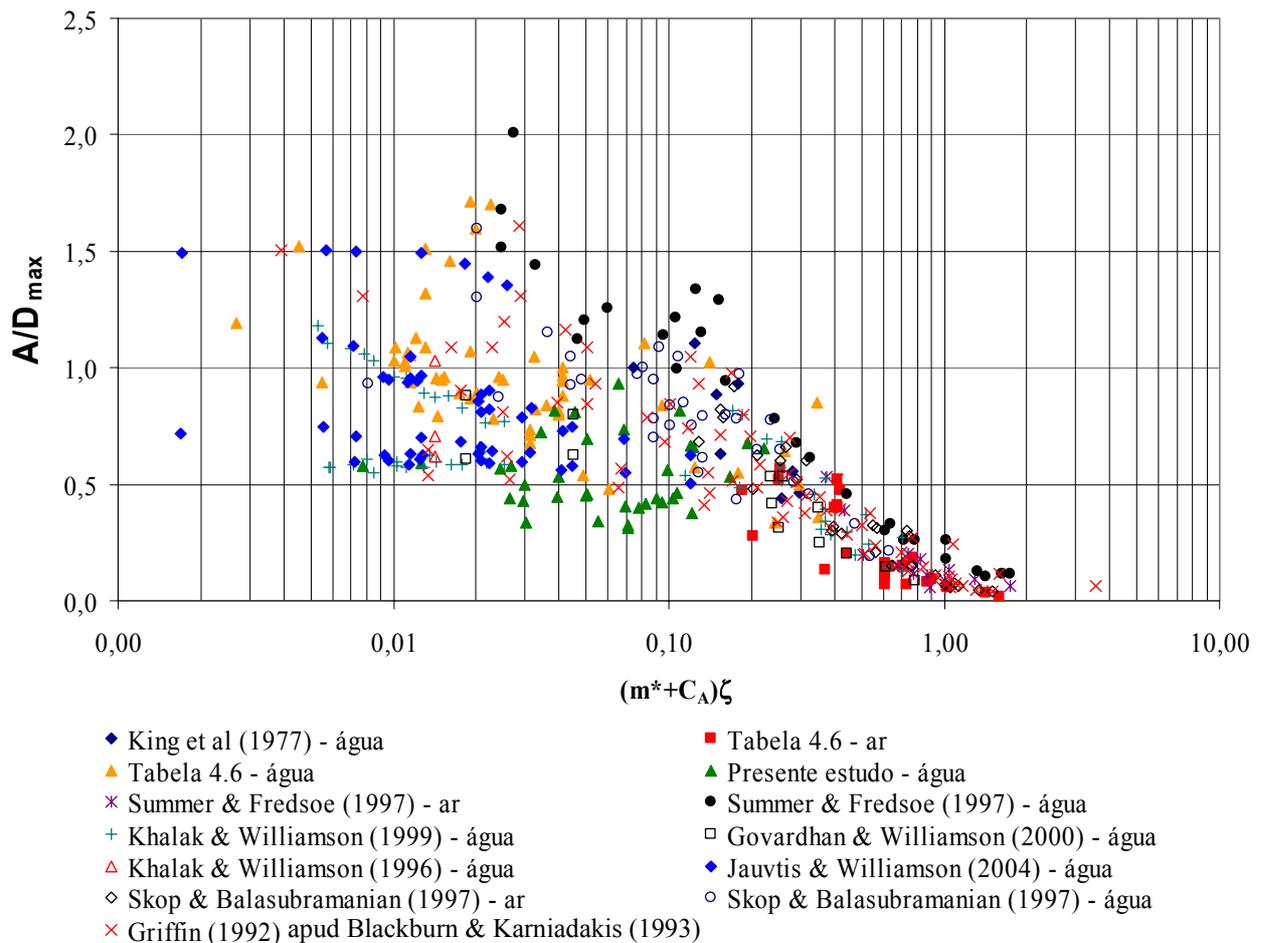


Fig. 5.1 – Gráfico de Amplitude Adimensional versus $(m^*+C_A)\zeta$ para diversos ensaios publicados, incluindo os resultados obtidos neste trabalho.

Analisando-se o gráfico na figura 5.2 nota-se a reduzida faixa de valores do parâmetro $(m^*+C_A)\zeta$ ensaiada, quando comparada aos valores citados na literatura. O valor máximo atingido foi de $(m^*+C_A)\zeta = 0,22$, pode-se ver, ainda, a tendência das amplitudes máximas atingirem uma amplitude limite à medida que $(m^*+C_A)\zeta$ tende a zero. Segundo Griffin (1980) esta amplitude limite estaria entre 1,0-1,5D e Khalak & Williamson (1999) consideram que a amplitude limite estaria entre 0,8-1,5D.

Observando-se o gráfico auxiliar, que mostra mais detalhadamente os valores de A/D_{\max} na região de $(m^*+C_A)\zeta < 0,3$, nota-se que a referida influência do parâmetro de $(m^*+C_A)\zeta$ não é evidente para os valores obtidos neste trabalho. Isso ocorre, em grande parte, devido à influência da razão de aspecto, por isso para a análise da influência de $(m^*+C_A)\zeta$ sobre o comportamento vibratório do sistema, os resultados experimentais foram separados e analisados segundo sua razão de aspecto. Essa separação realizada é justificada no tópico a seguir que trata da influência da razão de aspecto sobre a amplitude máxima de oscilação.

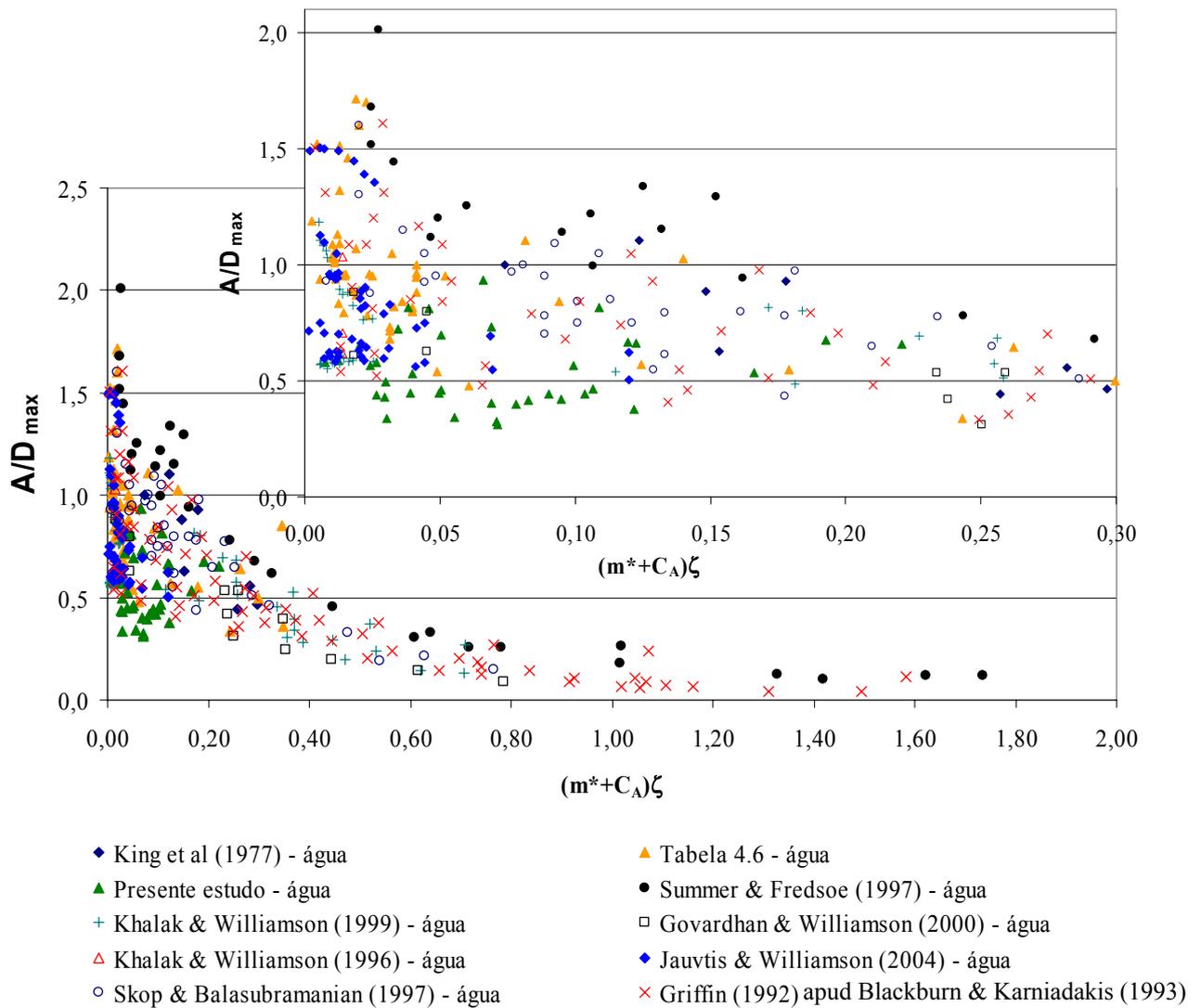


Fig. 5.2 – Gráfico de A/D_{\max} versus $(m^*+C_A)\zeta$ para diversos ensaios realizados com água, incluindo os resultados obtidos nesta dissertação.

5.3 Influência da razão de aspecto sobre a amplitude máxima de vibração

Através de uma análise preliminar, baseada na figura 5.3, identificou-se, de maneira gráfica, a influência da razão de aspecto sobre o comportamento da curva A/D_{\max} x $(m^*+C_A)\zeta$. Baseado nessa mesma análise, os ensaios foram separados em dois grupos: o grupo de cilindros ensaiados com as molas tipo 0, final “k0”, e o grupo dos cilindros ensaiados com as molas do tipo m, final “km”. Essa divisão dos dados experimentais em dois grupos pode ser justificada pelo fato de que o uso de dois tipos de molas constitui quase que diferentes montagens experimentais, pois a rigidez da mola empregada não é adequadamente descrita pelos parâmetros adimensionais utilizados nessa análise. Assim foram criados os dois grupos apresentados nas tabelas 5.4 e 5.5.

Tab. 5.4 – Ensaio do grupo 1 – molas tipo “0”.

Ensaio	A/D _{max}	V _r _{max}	Re _{max}	V _{r1}	V _{r2}	ζ	m*	(m*+C _A)ζ	S _G	L/D
d20m3k0	0,44	6,1	6761	4,4	7,7	0,007	2,7	0,026	0,056	19,6
d20m1k0	0,45	6,1	8104	3,8	7,5	0,015	1,6	0,039	0,083	19,6
d20m2k0	0,45	5,5	6966	3,9	7,0	0,016	2,0	0,050	0,128	19,4
d20m5k0	0,34	5,5	5722	3,7	7,3	0,013	3,4	0,055	0,143	19,9
d20m4k0	0,38	5,5	5902	3,5	7,2	0,029	3,2	0,122	0,323	19,7
d25m1k0	0,66	6,4	12199	4,6	7,5	0,009	1,2	0,021	0,040	16,3
d25m2k0	0,57	6,2	11436	4,8	7,4	0,009	1,7	0,024	0,050	16,0
d25m5k0	0,40	5,8	8132	4,2	7,3	0,017	3,1	0,069	0,161	15,9
d25m3k0	0,32	6,1	9504	4,7	7,0	0,021	2,4	0,071	0,150	15,8
d25m4k0	0,44	5,5	8245	4,7	7,1	0,027	2,8	0,104	0,274	16,2
d32m2k0	0,72	6,5	17888	3,7	7,6	0,015	1,3	0,034	0,064	12,8
d32m1k0	0,82	6,7	19319	3,5	10,1	0,020	0,9	0,038	0,067	13,0
d32m3k0	0,53	6,1	14835	4,9	7,2	0,013	2,1	0,040	0,084	12,7
d32m4k0	0,40	6,2	12549	4,7	7,6	0,021	2,7	0,078	0,158	12,4
d32m5k0	0,42	6,1	11542	3,1	9,0	0,025	2,8	0,095	0,204	12,8
d40m2k0	0,81	6,8	24304	3,5	9,8	0,021	1,2	0,046	0,077	10,0
d40m3k0	0,70	5,9	18419	4,7	8,4	0,017	2,0	0,050	0,114	10,2
d40m5k0	0,56	5,8	14087	3,0	9,4	0,027	2,7	0,099	0,235	10,2
d40m4k0	0,53	5,7	16985	5,1	8,3	0,047	2,5	0,166	0,398	10,0
d50m3k0	0,73	6,4	24431	6,4	10,2	0,024	1,9	0,069	0,133	8,0
d50m5k0	0,67	6,0	20354	3,7	10,3	0,033	2,7	0,119	0,259	8,0
d50m4k0	0,66	6,3	21931	2,8	10,3	0,036	2,4	0,123	0,242	8,1
d60m2k0	0,93	6,5	35868	2,8	11,1	0,029	1,2	0,066	0,122	6,7
d60m3k0	0,82	6,4	29389	3,2	9,6	0,038	1,9	0,109	0,211	6,7
d60m4k0	0,68	5,9	24424	2,9	10,9	0,057	2,4	0,192	0,434	6,7
d60m5k0	0,66	6,1	23339	3,8	11,1	0,061	2,6	0,221	0,469	6,6

Tab. 5.5 – Ensaio do grupo 2 – molas tipo “m”.

Ensaio	A/D _{max}	V _r _{max}	Re _{max}	V _{r1}	V _{r2}	ζ	m*	(m*+C _A)ζ	S _G	L/D
d20m1km	0,58	5,9	11780	4,5	7,7	0,003	1,5	0,0077	0,0178	20,2
d20m2km	0,59	5,5	10934	3,6	8,8	0,004	2,0	0,013	0,033	20,0
d20m3km	0,43	5,7	9782	4,0	8,3	0,008	2,7	0,030	0,073	19,9
d20m5km	0,34	6,1	9613	4,3	8,2	0,007	3,4	0,030	0,065	19,8
d20m4km	0,42	5,8	9452	4,2	8,0	0,020	3,1	0,083	0,192	19,8
d25m3km	0,58	6,0	14422	4,2	8,6	0,008	2,4	0,027	0,058	16,1
d25m5km	0,50	6,0	12379	3,9	8,3	0,007	3,0	0,030	0,066	16,3
d25m4km	0,44	5,9	12930	3,7	8,3	0,024	2,8	0,090	0,203	16,1
d32m5km	0,46	6,1	17093	3,1	8,7	0,013	2,9	0,051	0,106	12,3
d32m4km	0,46	6,0	17787	4,1	7,9	0,029	2,7	0,107	0,235	12,5
d40m5km	0,31	5,9	21478	3,1	8,3	0,019	2,7	0,071	0,162	10,0

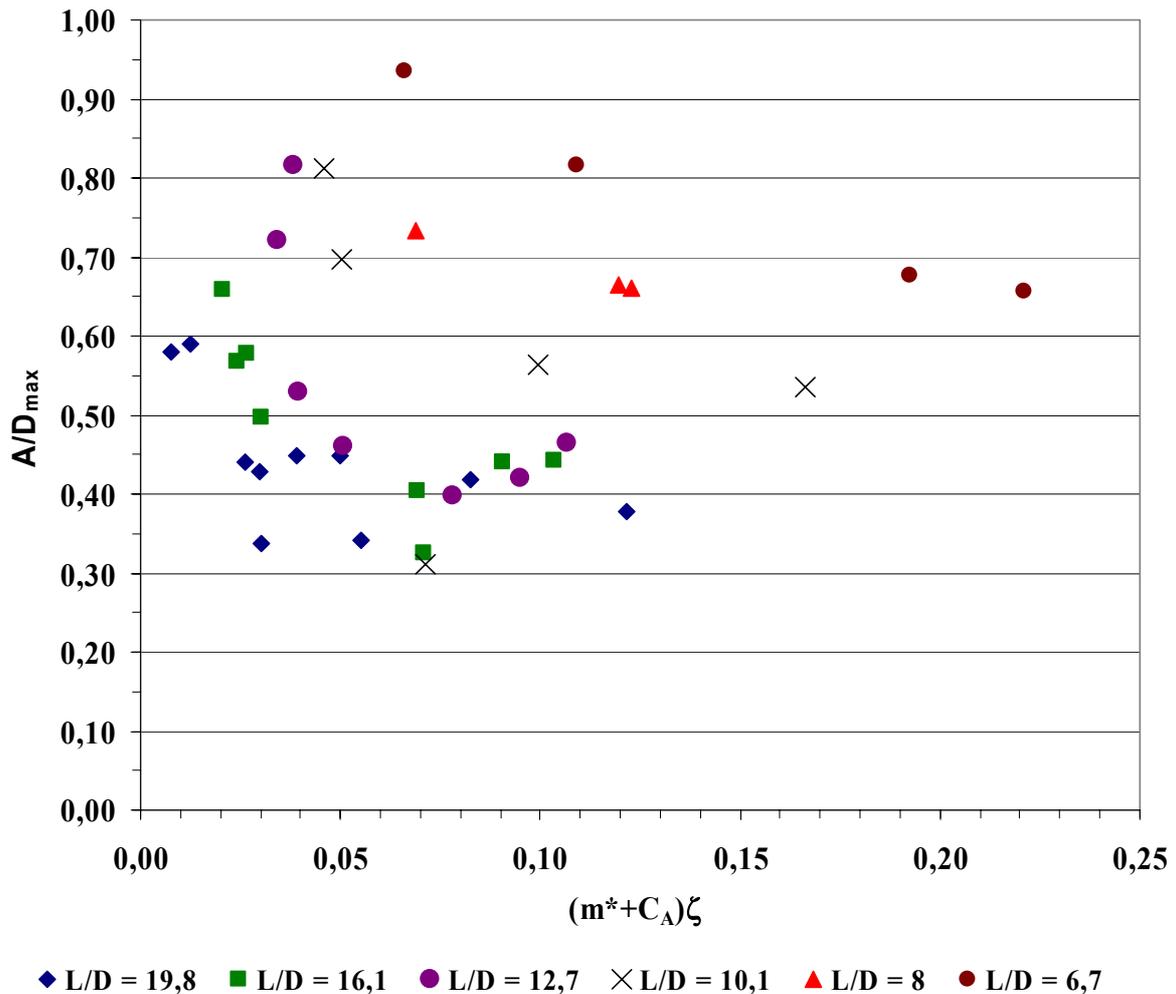


Fig. 5.3 – Curva A/D_{\max} x $(m^*+C_A)\zeta$ para todo os ensaios, separados por razão de aspecto.

Analisando os resultados experimentais do grupo 1 mais detalhadamente, através do gráfico A/D_{\max} x $(m^*+C_A)\zeta$, apresentado na figura 5.4 a seguir, nota-se que a grande dispersão dos dados mencionada na seção anterior pode ser atribuída, em grande parte, às diferentes razões de aspecto dos cilindros empregados. Foram utilizados cilindros com as seguintes razões de aspecto: 6,7, 8, 10,1, 12,7, 16,1 e 19,8. Traçando uma linha que une os pontos dos cilindros de mesmo diâmetro, ou melhor, de mesma razão de aspecto, nota-se a influência considerável dessa variável nos valores de amplitude máxima. Essa dependência dos valores de amplitude máxima em relação às razões de aspecto já havia sido citada isoladamente na literatura, mas não em conjunto com o uso da curva A/D_{\max} x $(m^*+C_A)\zeta$.

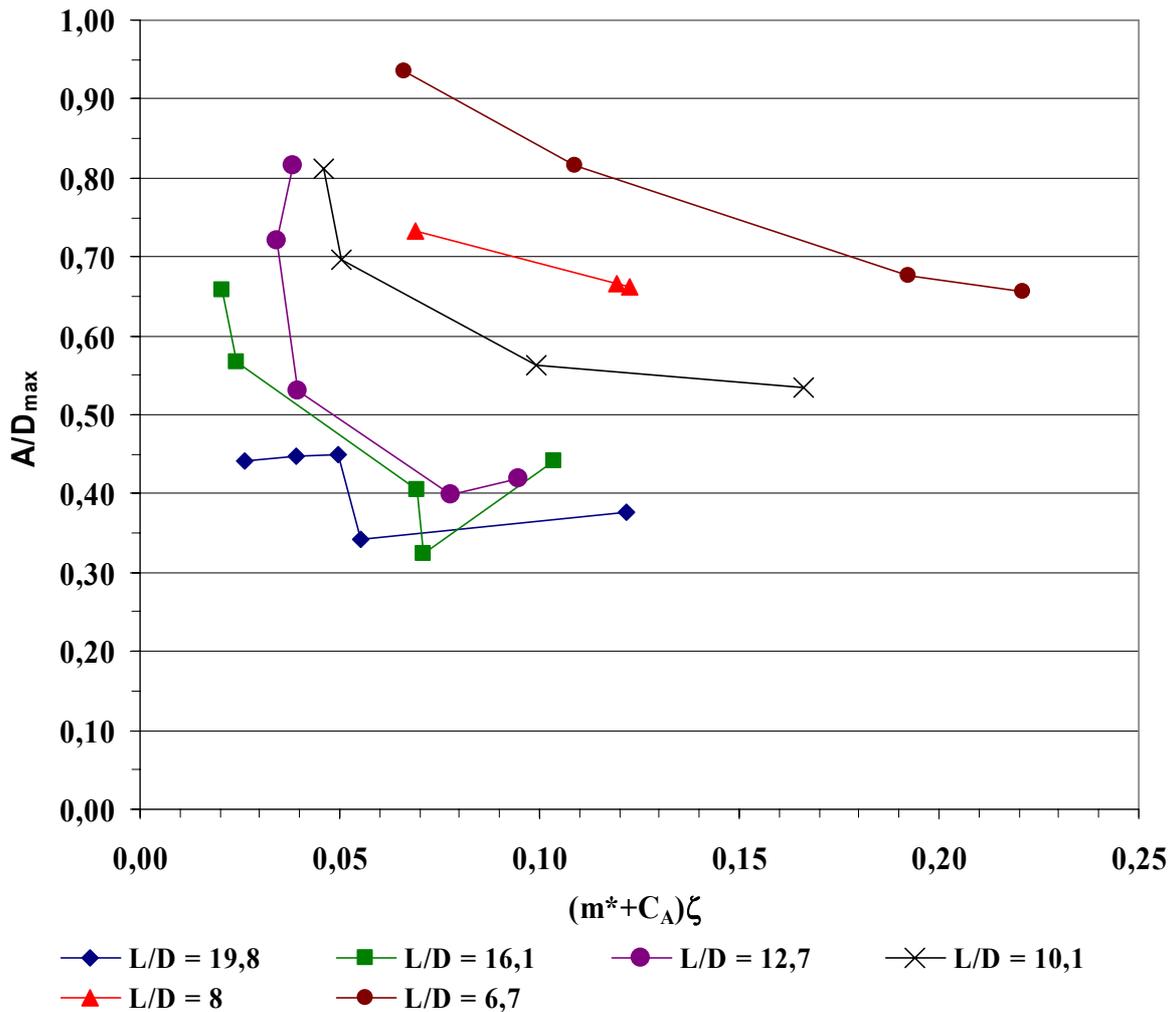


Fig. 5.4 – Curva A/D_{\max} x $(m^*+C_A)\zeta$ para os ensaios agrupados como grupo 1 (linhas apenas para visualização).

Observando o gráfico acima, nota-se que para as razões de aspecto de 6,7, 8 e 10,1 a relação A/D_{\max} x $(m^*+C_A)\zeta$ é bem definida e apresenta tendência de amplitudes crescentes à medida que os valores de $(m^*+C_A)\zeta$ diminuem, como esperado. Além disso, os valores de A/D_{\max} do cilindro diminuem à medida que a razão de aspecto aumenta, passando de 6,7 para 8 e depois para 10. Entretanto, para as outras razões de aspecto, as amplitudes máximas apresentam comportamentos mais complexos.

O cilindro com razão de aspecto 12,7 apresenta no trecho $0,078 < (m^*+C_A)\zeta < 0,1$ um pequeno decréscimo na amplitude de vibração com a redução do $(m^*+C_A)\zeta$. Para $(m^*+C_A)\zeta < 0,078$, essa razão de aspecto apresenta amplitudes máximas crescentes com a redução do $(m^*+C_A)\zeta$, tendência semelhante às razões de aspecto anteriores. Além disso, as amplitudes de oscilação para essa razão de aspecto foram menores do que as outras razões de aspecto, quando comparados os mesmos valores de $(m^*+C_A)\zeta$. Nessa razão de aspecto, o ensaio com maior

amplitude não correspondeu ao ensaio com menor $(m^*+C_A)\zeta$, mas sim, a um ensaio com $(m^*+C_A)\zeta=0,038$, valor pouco maior do que o menor valor de $(m^*+C_A)\zeta$ ensaiado $(m^*+C_A)\zeta=0,034$.

Ainda para a razão de aspecto 12,7, existem dois ensaios com praticamente os mesmos valores de $(m^*+C_A)\zeta$ (0,038 e 0,040) que apresentam amplitudes de oscilação bem diferentes, de 0,82D e 0,53D. Tais ensaios, apesar de possuírem praticamente os mesmos valores de $(m^*+C_A)\zeta$, apresentam razões de massa e amortecimento diferentes ($m^*=0,9$ e $m^*=2,1$ respectivamente). Fato que sugere que o comportamento do sistema pode ser afetado individualmente pelos seus valores de razão de massa e amortecimentos, ao invés de ser afetado apenas pelo produto entre essas duas variáveis como pressupõe o uso do parâmetro $(m^*+C_A)\zeta$.

A questão da validade do uso do $(m^*+C_A)\zeta$, já havia sido levantada por Sarpkaya (1978, 1979), baseado em cálculos através de um modelo matemático simplificado, onde o autor afirma que a resposta máxima do cilindro é governada unicamente pelo parâmetro S_G apenas para valores de $S_G > 1,0$, ou $(m^*+C_A)\zeta > 0,403$, o qual é superior ao maior valor obtido nesse trabalho de $(m^*+C_A)\zeta = 0,22$. Para valores menores que $(m^*+C_A)\zeta = 0,403$, o sistema seria influenciado de maneira independente pelos parâmetros adimensionais razão de massa e amortecimento estrutural. Existem trabalhos posteriores, tais como Khalak & Williamson (1999), que afirmam que o uso do parâmetro $(m^*+C_A)\zeta$ seria válido para valores de $(m^*+C_A)\zeta > 0,006$. Essa questão é analisada com maiores detalhes na seção sobre a validade do uso do parâmetro $(m^*+C_A)\zeta$.

O cilindro com razão de aspecto de 16,1 apresenta no trecho $0,07 < (m^*+C_A)\zeta < 0,104$ uma redução na amplitude de oscilação com a redução do parâmetro $(m^*+C_A)\zeta$, como no caso do cilindro com razão de aspecto 12,7, redução essa que não era esperada, apresentando logo a seguir um grande aumento na amplitude de oscilação para $(m^*+C_A)\zeta = 0,069$. A partir desse ponto, apresenta, então, amplitudes crescentes à medida que o valor de $(m^*+C_A)\zeta$ diminui. A curva de amplitudes máximas de oscilação formada pela linha que une os valores de amplitudes obtidos experimentalmente é sempre menor ou igual à mesma curva obtida para o cilindro de razão de aspecto 12,7.

O cilindro com razão de aspecto 19,8 apresenta no trecho $0,055 < (m^*+C_A)\zeta < 0,122$ uma redução na amplitude de oscilação com a redução de $(m^*+C_A)\zeta$, mas para o próximo ponto ensaiado, $(m^*+C_A)\zeta = 0,05$, apresenta um aumento rápido na amplitude de oscilação para 0,45D. A partir de $(m^*+C_A)\zeta < 0,05$, as amplitudes de oscilação estabilizam-se próximas ao patamar de 0,45D. A linha que une os pontos de amplitude máxima permanece para quase todos os pontos,

exceto para o ponto $(m^*+C_A)\zeta=0,071$ e $A/D=0,31D$ com razão de aspecto 16,1, abaixo da linha que une os pontos de amplitude no caso dos cilindros com $L/D=16,1$.

De forma resumida tem-se o seguinte: nas razões de aspecto de 6,7, 8 e 10,1, os cilindros apresentaram acréscimos nas amplitudes de oscilação quando o parâmetro $(m^*+C_A)\zeta$ sofreu redução. Esse comportamento já era esperado, uma vez que é amplamente divulgado na literatura sobre o assunto. Além disso, esses ensaios mostraram a influência da razão de aspecto sobre as amplitudes de oscilação. No caso dos ensaios realizados as amplitudes de oscilação aumentaram com a redução das razões de aspecto dos cilindros.

As razões de aspecto 12,7 e 16,1 apresentaram um trecho onde ocorria a redução da amplitude de oscilação com a redução do parâmetro $(m^*+C_A)\zeta$, o qual situava-se entre $0,078 < (m^*+C_A)\zeta < 0,095$ para $L/D=12,7$ e entre $0,071 < (m^*+C_A)\zeta < 0,104$ para $L/D=16,1$. Para valores de $(m^*+C_A)\zeta$ menores do que os anteriormente citados, ambas razões de aspecto exibiram aumentos de amplitude com a redução de $(m^*+C_A)\zeta$, comportamento similar às razões de aspecto de 6,7, 8 e 10,1. Essas duas razões de aspecto apresentaram, também, a tendência de maiores amplitudes para menores valores de L/D .

A razão de aspecto 19,8 apresentou um comportamento de certa forma inesperado, não se enquadrando em nenhuma das descrições de comportamento comentadas nos dois parágrafos anteriores.

Uma explicação possível para a ocorrência de maiores amplitudes máximas de oscilação para menores valores de razão de aspecto nos ensaios realizados, pelo menos na faixa investigada igual a $6,7 < L/D < 19,8$, pode ser atribuída ao desprendimento de vórtices em células. O efeito dessas células pode estar atuando de maneira defasada (Sumer & Fredsøe, 1997), isto é, o desprendimento de vórtices ao longo do cilindro não ocorre ao mesmo tempo, e as próprias frequências de desprendimento de vórtices para cada célula são diferentes, como pode ser visto na figura 3.15. Em cilindros com menores razões de aspecto o processo de sincronização dessas células (mesmas frequências e fases de desprendimento de vórtices), causado pela oscilação do cilindro, pode ser mais eficiente, pois existe um menor número de células de desprendimento de vórtices ao longo do cilindro. Assim a atuação dessas células sincronizadas causaria maiores flutuações nas forças de sustentação e, conseqüentemente, maiores amplitudes máximas de oscilação. Entretanto, essa explicação não passa de uma hipótese, pois nesta dissertação não foram realizadas caracterizações do desprendimento de vórtices ao longo do cilindro.

A mesma análise gráfica foi aplicada ao conjunto de dados obtidos nos ensaios onde foram utilizadas as molas do tipo m para fixação elástica, denominados de “grupo 2”. Infelizmente esta divisão em grupos não estava prevista no planejamento inicial dos ensaios e, apesar de o grupo 2

ter resultado muito pequeno, não foi possível efetuar complementação visando obter amostras mais numerosas. A razão de aspecto 19,8 contém 5 pontos, a razão de aspecto 16,1 contém 3 pontos, a razão de aspecto 12,7 contém apenas 2 pontos, a razão de aspecto 10,1 contém apenas 1 ponto e as razões de aspecto de 6,7 e 8 não foram ensaiadas com molas do tipo m. O gráfico com as curvas $A/D_{\max} \times (m^*+C_A)\zeta$ separados por razão de aspecto é apresentado na figura 5.5.

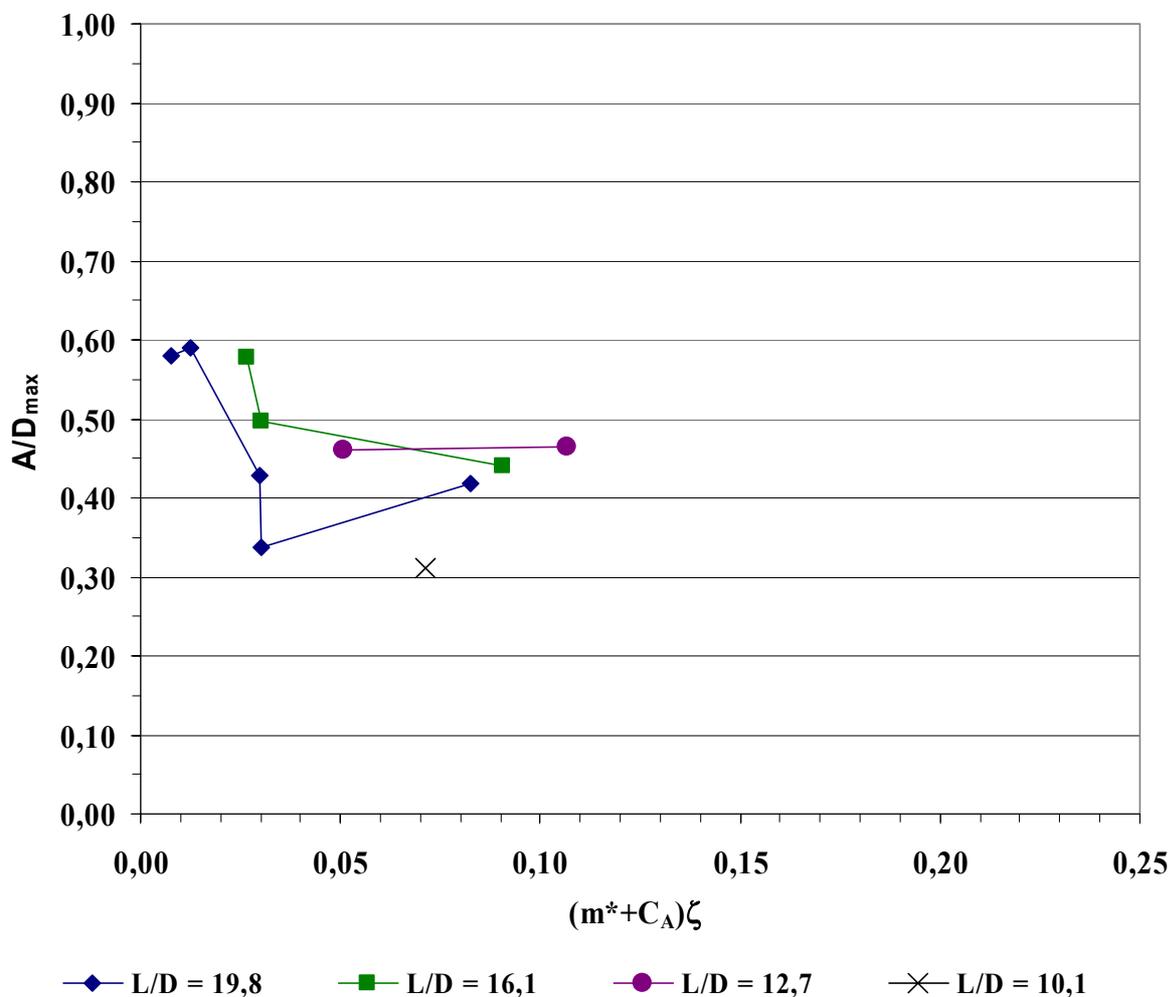


Fig. 5.5 – Curva $A/D_{\max} \times (m^*+C_A)\zeta$ para os ensaios agrupados como grupo 2 (linhas apenas para visualização).

Os ensaios para a razão de aspecto 12,7 contêm apenas dois pontos que apresentaram os mesmos valores de amplitude de oscilação (0,46D) apesar da variação de $(m^*+C_A)\zeta$. A razão de aspecto 16,1 apresentou amplitudes crescentes com a redução dos valores de $(m^*+C_A)\zeta$.

A razão de aspecto 19,8 para valores de $(m^*+C_A)\zeta$ entre 0,030-0,083 apresentou um trecho de amplitude decrescente com a redução de $(m^*+C_A)\zeta$, logo a seguir, apresentou um trecho com acréscimo nas amplitudes com a redução de $(m^*+C_A)\zeta$ até 0,013 e o ponto com menor valor de $(m^*+C_A)\zeta$ apresentou uma amplitude de oscilação praticamente igual ao ponto anterior (0,58D).

Para os ensaios do grupo 2, a influência do parâmetro $(m^*+C_A)\zeta$ sobre a amplitude de vibração não está clara. A razão de aspecto 12,7 apresenta o mesmo patamar de oscilação para diferentes valores de $(m^*+C_A)\zeta$, já a razão de aspecto 19,8 apresenta um comportamento similar ao descrito para as razões de aspecto 12,7 e 16,1 do grupo 1, com um trecho onde a amplitude diminui com a redução de $(m^*+C_A)\zeta$ e outro trecho onde a amplitude aumenta com a redução desse parâmetro. A razão de aspecto 16,1 parece ser a única a apresentar um aumento nas amplitudes de oscilação com a redução de $(m^*+C_A)\zeta$.

A influência da razão de aspecto sobre a amplitude de vibração também não está clara. O ensaio com $L/D=10$ apresentou a menor amplitude de oscilação de todos os pontos ensaiados. Os ensaios com razão de aspecto 12,7 apresentaram amplitudes maiores do que $L/D=10$ e ficaram abaixo das amplitudes dos cilindros com razão de aspecto 16,1. A razão de aspecto 16,1 por sua vez, apresentou amplitudes de oscilação maiores do que os ensaios dos cilindros com razão de aspecto 19,8.

5.4 Influência do parâmetro $(m^*+C_A)\zeta$ sobre as curvas $A/D_{max} \times V_r$ e $(f_d/f_{na}) \times V_r$

Nesta seção são apresentadas as curvas de Amplitude Adimensional versus Velocidade Reduzida bem como as curvas de Frequência Adimensional (f_d/f_{na}) versus Velocidade Reduzida, com o objetivo de detalhar o comportamento oscilatório dos cilindros sob influência do parâmetro $(m^*+C_A)\zeta$, incluindo a região de início e final de sincronização.

Analisando todas as curvas de $A/D_{max} \times V_r$ e $(f_d/f_{na}) \times V_r$ do grupo 1 de ensaios (mola do tipo 0), separadas por suas respectivas razões de aspecto, optou-se por apresentar apenas as curvas dos cilindros de razão de aspecto 6,7, 12,7 e 19,8 pois estas três razões de aspecto representam de maneira significativa o comportamento dos outros ensaios. As curvas do cilindro de $L/D=6,7$ são representativas dos cilindros com razão de aspecto 8 e 10,1 e as curvas do cilindro de $L/D=12,7$ comportam-se da mesma maneira que as curvas do cilindro de $L/D=16,1$.

As amplitudes de oscilação para os cilindros com razões de aspecto iguais a 6,7 são apresentadas na figura 5.6 e a tabela 5.6, logo a seguir, apresenta os principais parâmetros desses ensaios.

Observando a figura 5.6, nota-se a tendência de maiores amplitudes à medida que os valores do parâmetro $(m^*+C_A)\zeta$ diminuem. No caso dos cilindros d60m4k0 e d60m5k0 as amplitudes máximas são muito próximas pois possuem valores de $(m^*+C_A)\zeta$ muito próximos, mesmo assim, o cilindro d60m4k0 apresenta em todo o trecho descendente amplitudes maiores do que o cilindro d60m5k0. Em geral, vibrações consideráveis começam a surgir a partir de

velocidades reduzidas maiores que 3,0 e se tornam pequenas a partir de velocidades reduzidas maiores que 9,5, limites que valem para os 4 cilindros ensaiados com essa razão de aspecto, independente dos valores de $(m^*+C_A)\zeta$. As velocidades reduzidas onde ocorrem as máximas amplitudes são próximas a 6,5 para os cilindros d60m2k0 e d60m3k0, já para os cilindros d60m4k0 e d60m5k0 as velocidades reduzidas onde ocorrem as máximas amplitudes são próximas de 6,0. Exceto pelo fato das curvas possuírem diferentes amplitudes máximas, seu comportamento é bastante semelhante no trecho ascendente da curva. No trecho descendente da curva as amplitudes de oscilação apresentam pequenas diferenças, com os cilindros de menor valor do parâmetro $(m^*+C_A)\zeta$ apresentando maiores oscilações.

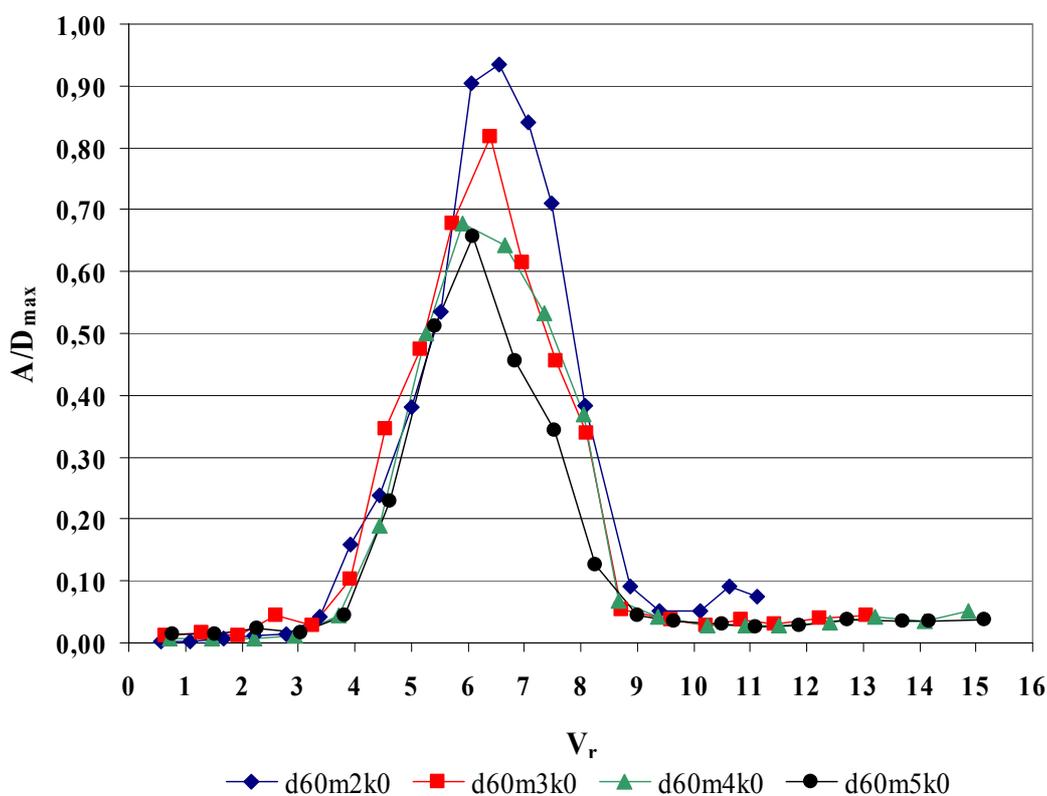


Fig. 5.6 – Curvas $A/D_{max} \times V_r$ para os cilindros com razão de aspecto 6,7 (linhas apenas para visualização).

Tab. 5.6 – Resumo dos principais parâmetros adimensionais nos ensaios com cilindros de $L/D=6,7$.

Ensaio	A/D_{max}	ζ	m^*	$(m^*+C_A)\zeta$
d60m2k0	0,93	0,029	1,2	0,066
d60m3k0	0,82	0,038	1,9	0,109
d60m4k0	0,68	0,057	2,4	0,192
d60m5k0	0,66	0,061	2,6	0,221

O gráfico na figura 5.7 apresenta os valores obtidos para a frequência adimensional que é a frequência dominante no espectro de frequências dividida pela frequência natural do sistema obtida em água. O processo utilizado para a obtenção da frequência dominante foi descrito na seção de metodologia experimental. Apesar de parecer que o sistema encontra-se na região de sincronização até valores de $V_r=11$ e que, em alguns casos (d60m5k0 e d60m4k0), o sistema já começa os ensaios na região de sincronização, não é isso o que acontece, pois o que está sendo apresentado nesse gráfico é a frequência dominante no espectro de frequência. Essa abordagem não impede que haja outra frequência de intensidade menor atuando, o que segundo o critério considerado nesse trabalho não caracteriza o fenômeno de sincronização.

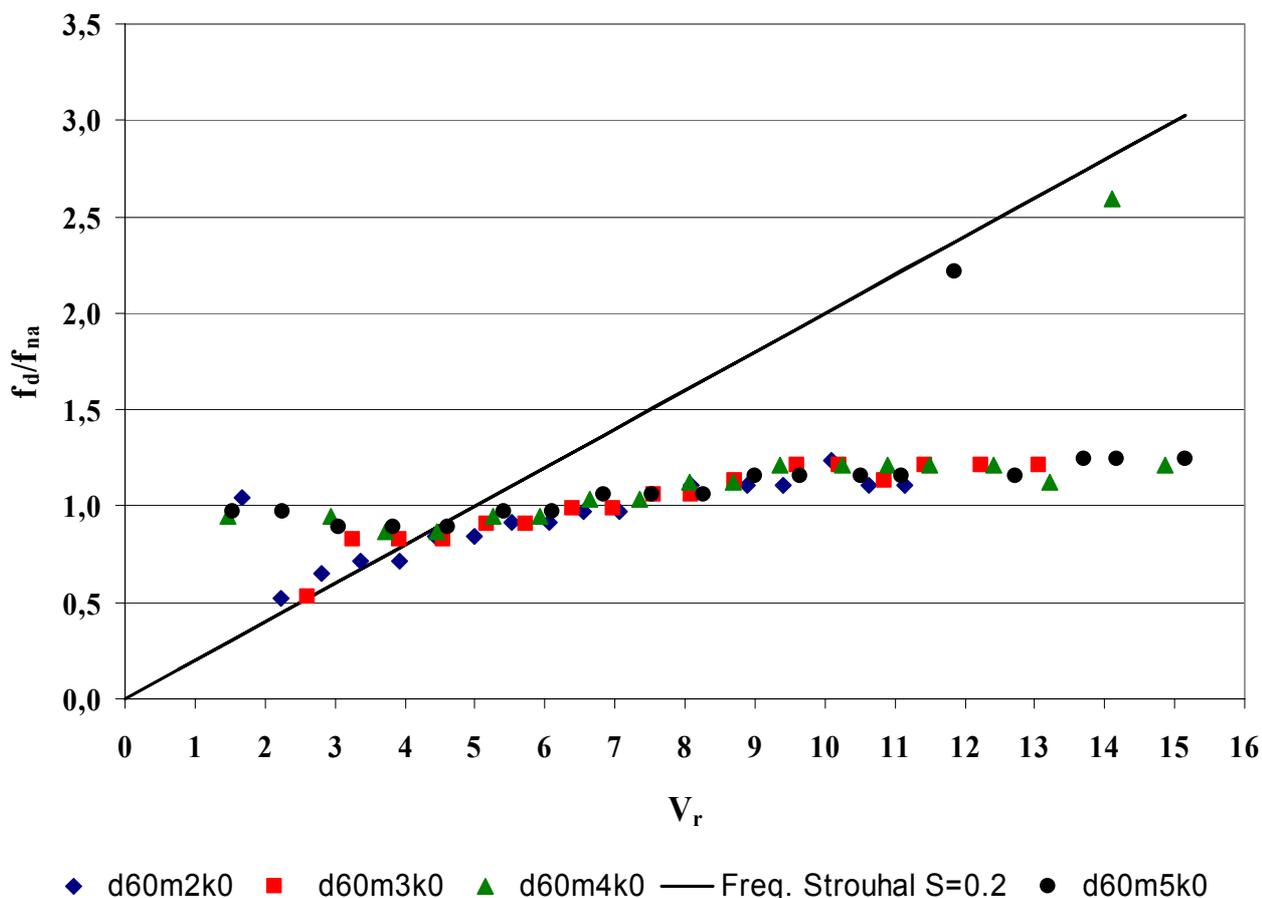


Fig. 5.7 – Curvas $(f_d/f_{na}) \times V_r$ para os cilindros com razão de aspecto 6,7.

Observando a figura 5.7, nota-se que os quatro cilindros apresentam respostas de frequência dominantes semelhantes para a maior parte das vazões ensaiadas. As diferenças nos comportamentos encontram-se em baixas velocidades reduzidas, onde os cilindros d60m4k0 e d60m5k0 oscilam com frequência muito próxima das suas respectivas frequências naturais na água, cruzam a curva das frequências correspondentes ao número de Strouhal e, logo após, começam a aumentar ligeiramente com o aumento da velocidade reduzida. Esse leve aumento nas

freqüências de oscilação acima dos valores da freqüência natural é causado pela influência da massa adicional do fluido, portanto, típico de ensaios realizados em água. As freqüências de oscilação dos cilindros d60m2k0 e d60m3k0 partem da curva da freqüência correspondente ao número de Strouhal e para $V_r > 4,5$ começam a desviar-se dessa curva, seguindo praticamente o mesmo comportamento que as outras duas curvas. O desvio das curvas de freqüências adimensionais com relação à curva de freqüência de desprendimento de vórtices de Strouhal, para velocidades reduzidas $V_r > 4,5$, pode ser explicado através da relação existente entre o número de Strouhal e a velocidade reduzida.

Combinando-se as equações (3.20) e (3.28) e reescrevendo-se a velocidade reduzida V_r em função do número de Strouhal S , tem-se que:

$$V_r = \frac{f_v}{f_n} \frac{l}{S}, \quad (5.1)$$

onde: f_v – freqüência de desprendimento de vórtices;
 f_n – freqüência natural da estrutura.

Assim, quando a freqüência de desprendimento de vórtices f_v aproxima-se da freqüência natural da estrutura f_n , início do fenômeno de sincronização, a velocidade reduzida V_r é aproximadamente igual ao inverso do número de Strouhal S .

$$V_r \approx \frac{1}{S}. \quad (5.2)$$

Como o número de Strouhal, para os números de Reynolds ensaiados, é próximo de 0,2, a velocidade reduzida a partir da qual as freqüências adimensionais (f_d/f_{na}) começam a desviar-se da curva de freqüência de desprendimento de vórtices de Strouhal situa-se próxima a $V_r \cong 5,0$.

Os cilindros d60m5k0 e d60m4k0 apresentaram pontos com freqüência dominante muito próxima à curva de freqüência de desprendimento de vórtices de Strouhal e, logo após, voltaram para uma freqüência dominante de oscilação bem menor. Esse fato não foi um erro de medição, podendo ser explicado após a observação da figura 5.8, onde são apresentados os espectros de freqüência do cilindro d60m5k0 para as velocidades reduzidas 11,1, 11,9 (ponto onde ocorre a brusca mudança de freqüência) e 12,7. Para a $V_r=11,9$, a freqüência de desprendimento de vórtices de Strouhal torna-se dominante por pouca diferença. Para a $V_r=12,7$ a freqüência de oscilação do sistema volta a ser dominante no espectro de freqüências causando assim a aparência de que estaria ocorrendo uma mudança brusca na freqüência de oscilação do cilindro. A mesma explicação se aplica ao cilindro d60m4k0.

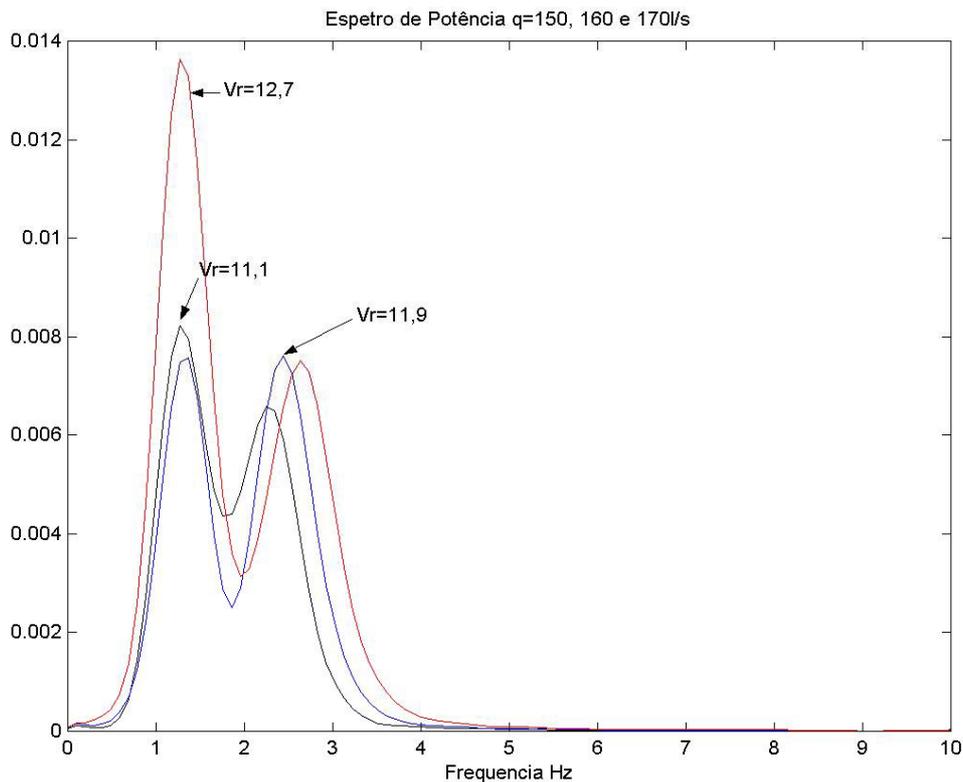


Fig. 5.8 – Espectros de frequências de d60m5k0 para as vazões de 150 ($V_r=11,1$), 160 ($V_r=11,9$) e 170 l/s ($V_r=12,7$).

As curvas de A/DxV_r e $(f_d/f_{na})xV_r$ para o cilindro com razão de aspecto de 12,7 são apresentadas, respectivamente, nas figuras 5.9 e 5.10. Logo após a figura 5.9 são apresentados, na tabela 5.7, os principais parâmetros que influenciam a amplitude de oscilação dos cilindros.

Observando a figura 5.9, nota-se que o cilindro d32m1k0 apresenta a maior amplitude de oscilação ($0,82D$), sendo o valor de $(m^*+C_A)\zeta=0,04$ para esse ensaio. O menor valor de $(m^*+C_A)\zeta$ ensaiado foi de $0,03$ para o cilindro d32m2k0 e sua amplitude de oscilação máxima foi de $0,72D$. Como os valores de $(m^*+C_A)\zeta$ destes ensaios ficaram muito próximos a diferença no comportamento desses ensaios poderia ser atribuída a menor razão de massa do cilindro d32m1k0, $m^*=0,9$ para d32m1k0 e $m^*=1,3$ para d32m2k0. Outro fato relevante que pode ser observado nesse gráfico é a diferença entre os comportamentos oscilatórios dos cilindros d32m1k0 ($0,82D$) e d32m3k0 ($0,53D$), apesar de ambos possuírem $(m^*+C_A)\zeta=0,04$. Essa diferença pode ser atribuída aos diferentes valores de razão de massa dos ensaios, $m^*=0,9$ e $m^*=2,1$ respectivamente. Esse fato suscita dúvidas quanto à validade do uso do parâmetro $(m^*+C_A)\zeta$ para considerar os efeitos combinados de amortecimento estrutural e massa em um único parâmetro.

O ensaio d32m4k0 segue a tendência de redução das amplitudes com o aumento de $(m^*+C_A)\zeta$, sendo sua amplitude máxima de oscilação $0,40D$. No ensaio d32m5k0 parece haver

uma inversão nessa tendência, apesar de seu valor de $(m^*+C_A)\zeta$ ser maior do que para o cilindro d32m4k0. Este ensaio apresenta amplitude de oscilação máxima um pouco maior do que no caso de d32m4k0.

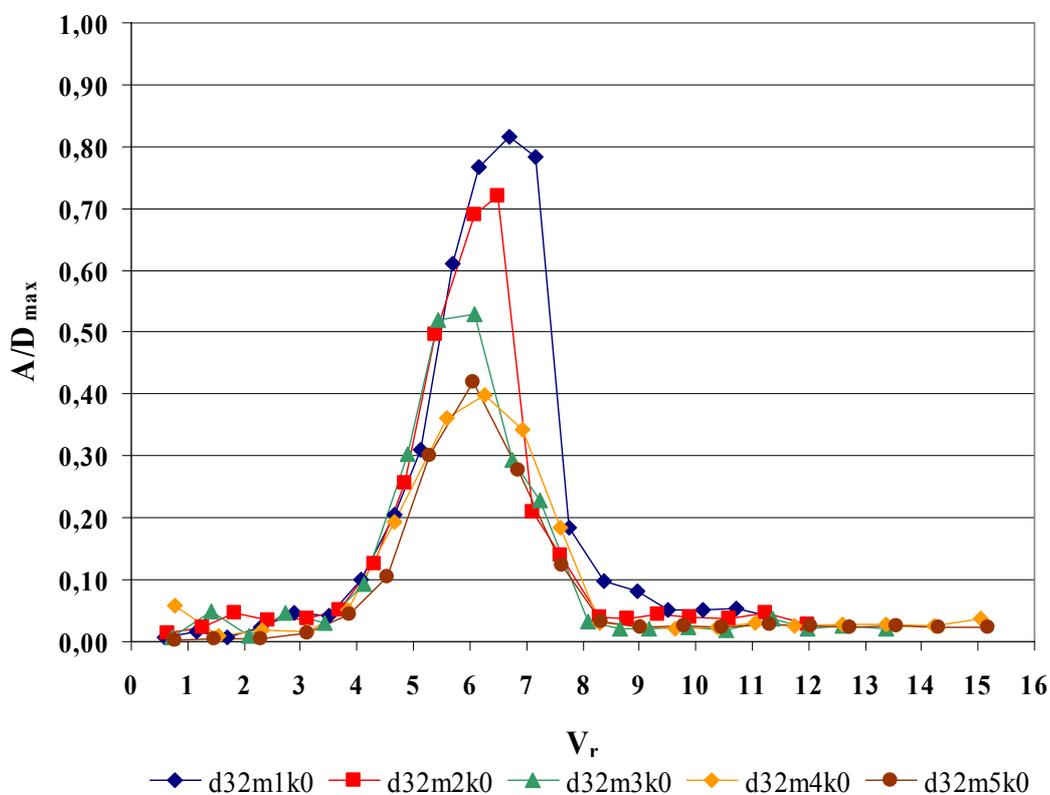


Fig. 5.9 – Curvas $A/D_{\max} \times V_r$ para os cilindros com razão de aspecto 12,7.

Tab. 5.7 – Resumo dos principais parâmetros adimensionais nos ensaios com cilindros de $L/D=12,7$.

Ensaio	A/D_{\max}	ζ	m^*	$(m^*+C_A)\zeta$
d32m2k0	0,82	0,015	1,3	0,03
d32m1k0	0,72	0,020	0,9	0,04
d32m3k0	0,53	0,013	2,1	0,04
d32m4k0	0,40	0,021	2,7	0,08
d32m5k0	0,42	0,025	2,8	0,09

Em relação às curvas $(f_d/f_{na}) \times V_r$ apresentadas na figura 5.10, nota-se que todos os ensaios apresentaram comportamentos muito semelhantes. Inicialmente, todos os cilindros começam a oscilar em sua frequência natural na água. A partir de uma $V_r=2,0$, a frequência dominante no espectro de frequência de todos os cilindros torna-se a frequência de desprendimento de vórtices de cilindros estacionários com número de Strouhal $S=0,2$, representada no gráfico pela reta. A partir de uma $V_r=4,5$ a frequência dominante de oscilação de todos os cilindros começa a desviar-

se da frequência dos cilindros estacionários com $S=0,2$, isso ocorrendo para frequências adimensionais (f_d/f_{na}) pouco menores do que 1,0. A partir dessa velocidade reduzida as frequências dominantes aumentam lentamente, ultrapassando a frequência natural de oscilação na água, comportamento típico de ensaios com baixos valores de razão de massa, tipicamente alcançados em escoamentos com água. As frequências adimensionais de oscilação dos cilindros apresentam, praticamente, o mesmo comportamento até $V_r=8,0$. Então, a partir desse valor de velocidade reduzida, os cilindros d32m3k0 e d32m4k0 voltam a oscilar com frequências dominantes, praticamente iguais às frequências de desprendimento de vórtices de cilindros estacionários com número de Strouhal $S=0,2$. Os cilindros d32m1k0 e d32m2k0 permanecem com frequências dominantes levemente acima da frequência natural e o cilindro d32m5k0 apresenta uma alternância na sua frequência dominante.

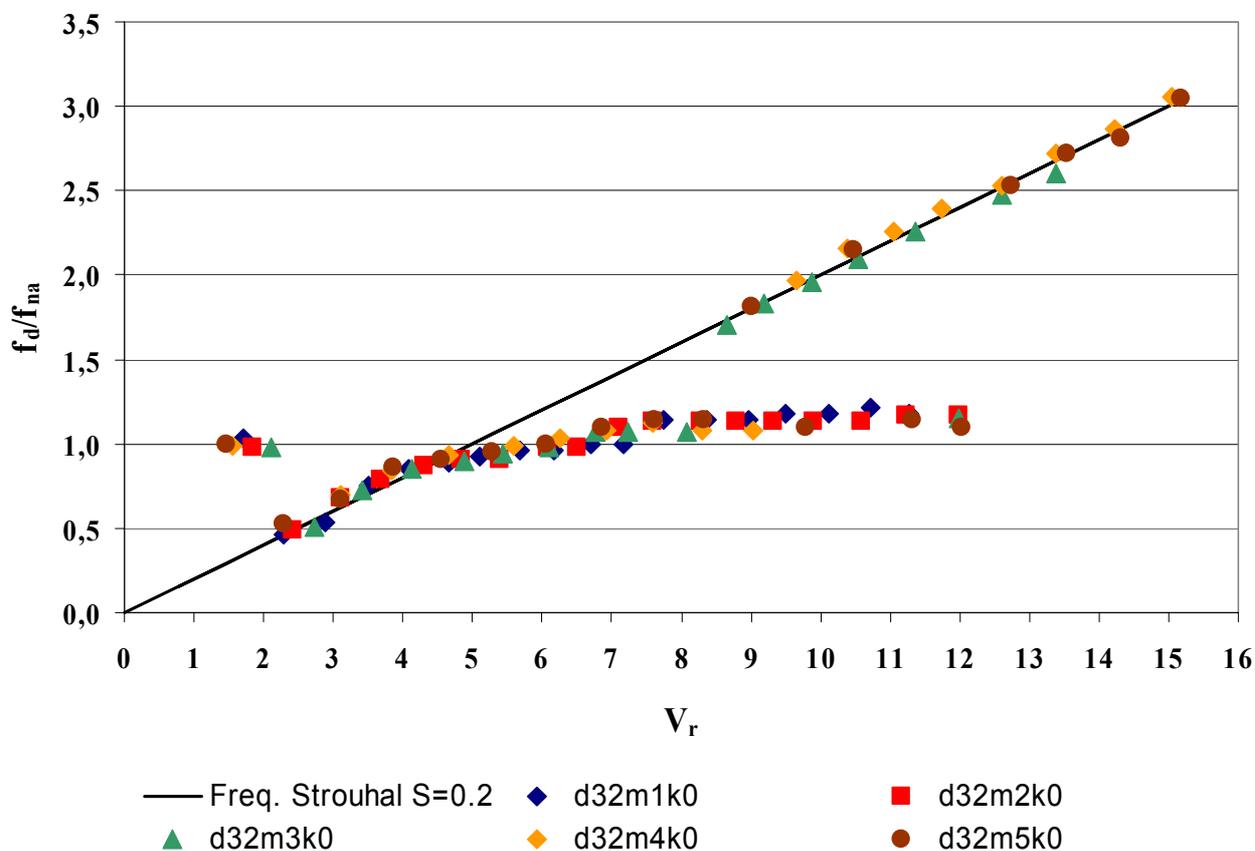


Fig. 5.10 – Curvas $(f_d/f_{na}) \times V_r$ para os cilindros com razão de aspecto 12,7.

As curvas de $A/D \times V_r$ e $(f_d/f_{na}) \times V_r$ para o cilindro com razão de aspecto de 19,8 são apresentadas, respectivamente, nas figuras 5.11 e 5.12. Logo após a figura 5.11 são apresentados, na tabela 5.8, os principais parâmetros que influenciam a amplitude de oscilação dos cilindros.

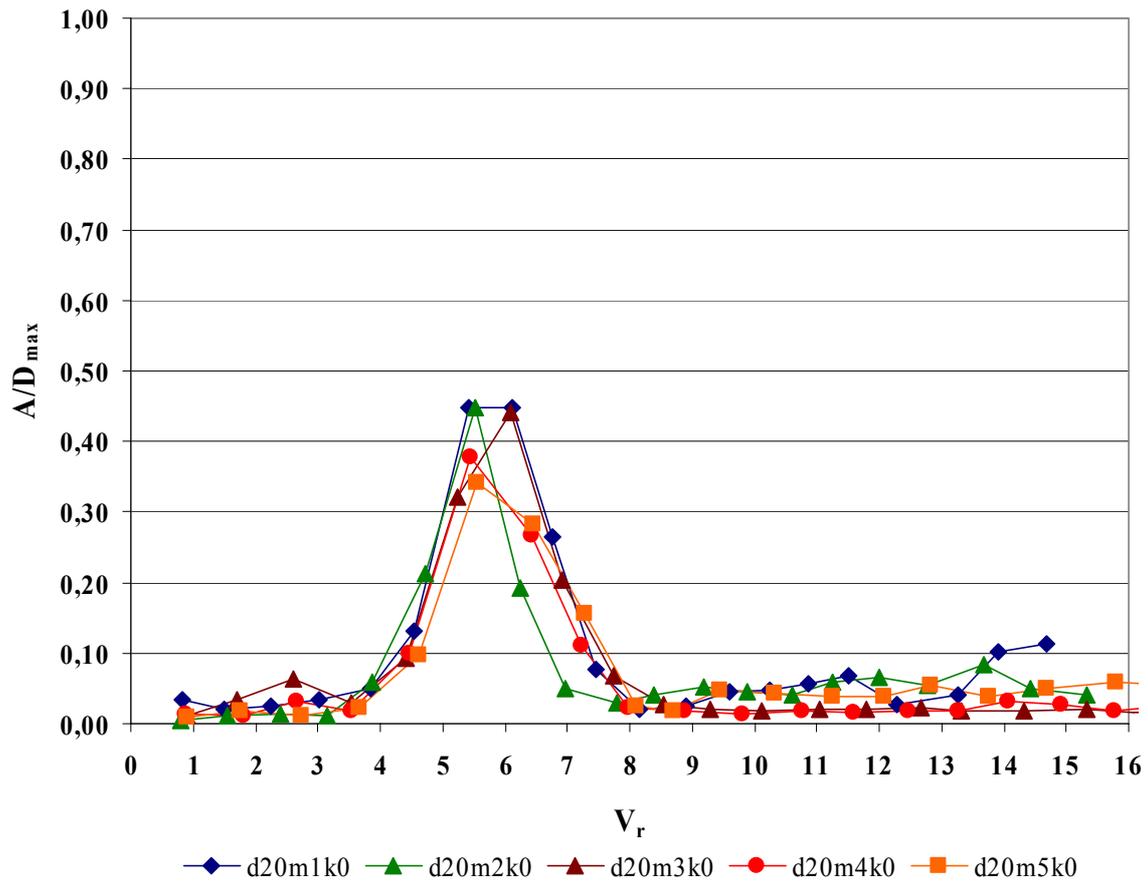


Fig. 5.11 – Curvas $A/D_{\max} \times V_r$ para os cilindros com razão de aspecto 19,8.

Tab. 5.8 – Resumo dos principais parâmetros adimensionais nos ensaios com cilindros de $L/D=19,8$.

Ensaio	A/D_{\max}	ζ	m^*	$(m^*+C_A)\zeta$
d20m3k0	0,44	0,01	2,7	0,03
d20m1k0	0,45	0,02	1,6	0,04
d20m2k0	0,45	0,02	2,0	0,05
d20m5k0	0,34	0,01	3,4	0,06
d20m4k0	0,38	0,03	3,2	0,12

Observando a figura 5.11 e a tabela 5.8, pode-se notar que os ensaios d20m3k0, d20m1k0 e d20m2k0 apresentam praticamente os mesmos valores de amplitude máxima ($\cong 0,45D$), apesar de possuírem valores de $(m^*+C_A)\zeta$ diferentes. Esse comportamento corresponde à região de amplitudes praticamente constantes para valores de $(m^*+C_A)\zeta$ entre 0,03-0,05, já mencionado na figura 5.4, encontrado para os cilindros com essa razão de aspecto. O ensaio d20m5k0 apresenta uma amplitude de vibração menor (0,34D) do que o ensaio d20m4k0 (0,38D) apesar das

diferenças nos valores de $(m^*+C_A)\zeta$, mesmo comportamento apresentado pelas razões de aspecto 12,7 e 16,1.

Em relação às curvas $(f_d/f_{na}) \times V_r$ apresentadas na figura 5.12, nota-se que todos os ensaios para essa razão de aspecto, assim como todas as razões de aspecto investigadas, apresentaram comportamentos muito semelhantes. Os cilindros d20m1k0 e d20m5k0 começam a oscilar com frequências próximas da frequência de desprendimento de vórtices para cilindros estáticos, calculada assumindo $S=0,2$. Os cilindros d20m2k0, d20m3k0 e d20m4k0 começam a oscilar em sua frequência natural na água e a partir de uma V_r entre 3,0 e 3,5 passam a oscilar com frequências próximas às frequências de desprendimento de vórtices supondo $S=0,2$.

À medida que V_r aumenta, as frequências dominantes começam a desviar-se da reta $S=0,2$ e tendem para um valor acima de 1,0. Esse comportamento ocorre para todos os cilindros dessa razão de aspecto até $V_r=8,0$. A partir dessa velocidade reduzida, os cilindros d20m4k0, d20m5k0, d20m2k0 e d20m3k0 começam a oscilar com frequências dominantes muito próximas as frequências de desprendimento de vórtices de cilindros estacionários, supondo $S=0,2$.

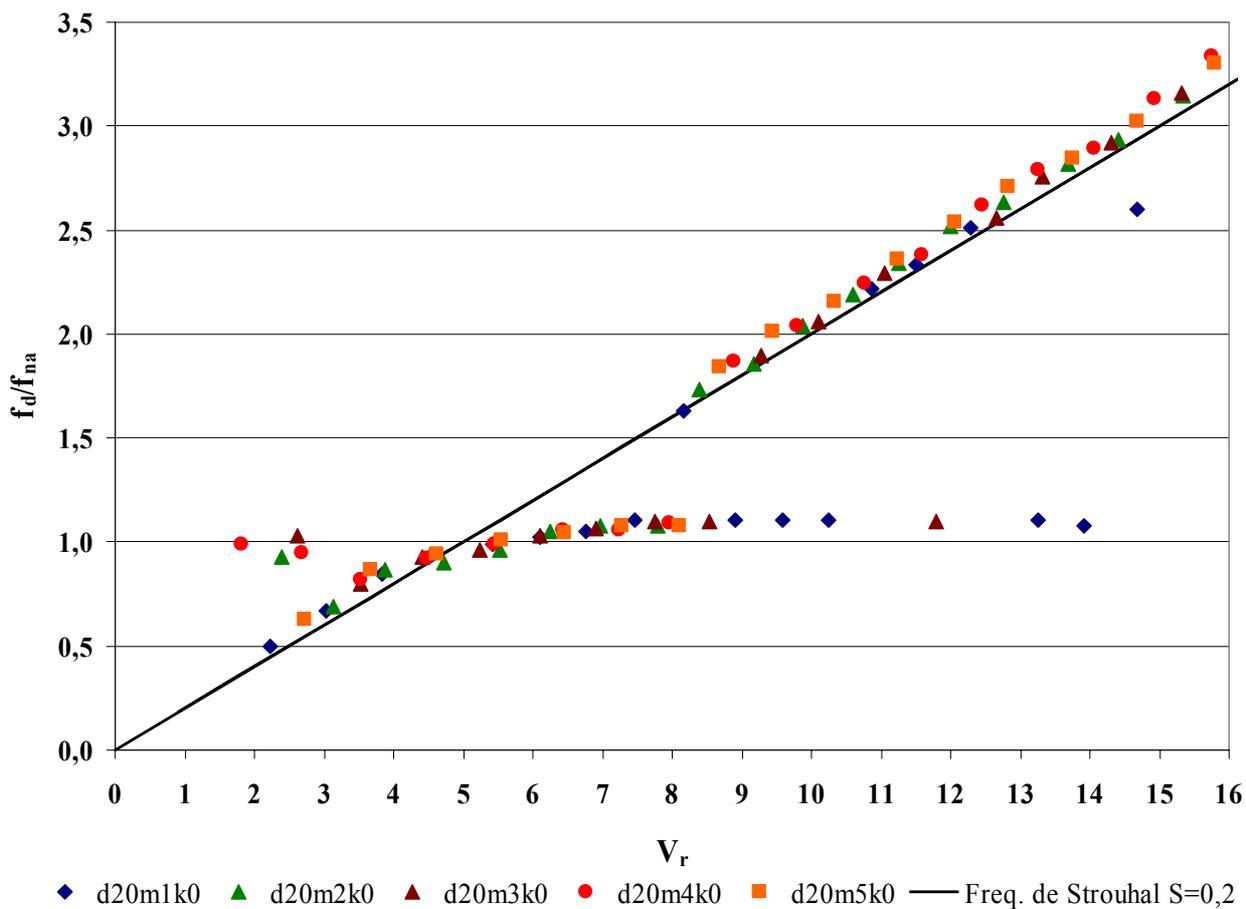


Fig. 5.12 – Curvas $(f_d/f_{na}) \times V_r$ para os cilindros com razão de aspecto 19,8.

Resumindo, através da análise das figuras 5.7, 5.10 e 5.12, nota-se que o parâmetro $(m^*+C_A)\zeta$ parece não influenciar de maneira significativa o comportamento das frequências adimensionais dos cilindros, pois essas curvas apresentam comportamentos muito semelhantes, mesmo para cilindros com diferentes valores de $(m^*+C_A)\zeta$.

5.5 *Validade do uso do parâmetro $(m^*+C_A)\zeta$*

Conforme mencionado na revisão bibliográfica existe uma discussão, bastante antiga, sobre quais seriam os limites de aplicação do parâmetro $(m^*+C_A)\zeta$ para agrupar os valores de amplitudes máximas. Segundo Sarpkaya (1979), a resposta dinâmica do sistema é governada, entre outros fatores, pelos parâmetros m^* e ζ de forma independente e não simplesmente pelo parâmetro $(m^*+C_A)\zeta$, sendo o uso do parâmetro $(m^*+C_A)\zeta$ válido apenas para valores de $(m^*+C_A)\zeta > 0,403$, ou $S_G > 1,0$.

Em estudo posterior ao citado, Khalak & Williamson (1999) investigaram a validade do uso de $(m^*+C_A)\zeta$. Os autores afirmam que o uso do produto entre razão de massa e amortecimento para caracterizar as oscilações máximas do sistema é válida para valores do parâmetro $(m^*+C_A)\zeta$ maiores do 0,006, com experimentos realizados para razões de massa entre 1 e 20.

Dos diversos ensaios realizados nesta dissertação, existem alguns ensaios, com os mesmos valores de L/D , que possuem valores próximos de $(m^*+C_A)\zeta$ e que podem ser usados a fim de investigar a validade do uso desse parâmetro. Infelizmente, por limitações do sistema construtivo empregado na montagem dos cilindros, não foi possível exercer controle sobre os valores de amortecimento estrutural, impedindo a obtenção de um número maior de ensaios com valores de $(m^*+C_A)\zeta$ semelhantes.

Os ensaios com valores semelhantes entre si de $(m^*+C_A)\zeta$ são apresentados em pares na tabela 5.9, onde os diversos pares são separados através do uso de intensidades de sombra alternadas nas linhas. No total, incluindo os ensaios com as molas do tipo m, foram encontrados 8 pares de pontos que possuem valores semelhantes de $(m^*+C_A)\zeta$.

Observando a tabela 5.9, nota-se que 7 dos 8 pares de pontos apresentam amplitudes máximas de oscilação diferentes para valores de $(m^*+C_A)\zeta$ semelhantes, diferentemente do que foi encontrado por Griffin (1982) e Khalak & Williamson (1996, 1999). Apenas os ensaios com os cilindros d50m5k0 e d50m4k0 apresentaram amplitudes máximas praticamente iguais.

Analisando as curvas A/DxV_r de cada um dos pares citados anteriormente, encontrou-se que a maioria dos pares apresentava amplitudes máximas e faixas de sincronização maiores para

os casos com menores razões de massa m^* . Foram encontrados 5 pares de cilindros nessa situação, aqui denominada de situação A. A situação dos pares de cilindros é informada na tabela 5.9.

Para exemplificar esse comportamento é apresentada a figura 5.13 e como todos os pares da situação “A” comportaram-se de maneira similar, os gráficos dos outros pares na situação “A” não são apresentados.

Tab. 5.9 – Pares de pontos, com razões de aspecto (L/D) semelhantes, e com valores próximos de $(m^*+C_A)\zeta$.

Ensaio	A/D _{max}	V _{rmax}	Re _{max}	V _{r1}	V _{r2}	ζ	m^*	$(m^*+C_A)\zeta$	L/D	Situação
d20m2k0	0,45	5,5	6966	3,9	7,0	0,016	2,0	0,050	19,4	C
d20m5k0	0,34	5,5	5722	3,7	7,3	0,013	3,4	0,055	19,9	
d25m1k0	0,66	6,4	12199	4,6	7,5	0,009	1,2	0,021	16,3	A
d25m2k0	0,57	6,2	11436	4,8	7,4	0,009	1,7	0,024	16,0	
d25m5k0	0,40	5,8	8132	4,2	7,3	0,017	3,1	0,069	15,9	B
d25m3k0	0,32	6,1	9504	4,7	7,0	0,021	2,4	0,071	15,8	
d32m1k0	0,82	6,7	19319	3,5	10,1	0,020	0,9	0,038	13,0	A
d32m3k0	0,53	6,1	14835	4,9	7,2	0,013	2,1	0,040	12,7	
d40m2k0	0,81	6,8	24304	3,5	9,8	0,021	1,2	0,046	10,0	A
d40m3k0	0,70	5,9	18419	4,7	8,4	0,017	2,0	0,050	10,2	
d50m5k0	0,67	6,0	20354	3,7	10,3	0,033	2,7	0,119	8,0	D
d50m4k0	0,66	6,3	21931	2,8	10,3	0,036	2,4	0,123	8,1	
d20m3km	0,43	5,7	9782	4,0	8,3	0,008	2,7	0,030	19,9	A
d20m5km	0,34	6,1	9613	4,3	8,2	0,007	3,4	0,030	19,8	
d25m3km	0,58	6,0	14422	4,2	8,6	0,008	2,4	0,027	16,1	A
d25m5km	0,50	6,0	12379	3,9	8,3	0,007	3,0	0,030	16,3	

Para um dos pares de cilindros com amplitudes diferentes, ocorreu uma amplitude maior para o cilindro com maior razão de massa e a faixa de sincronização permaneceu praticamente com o mesmo tamanho em V_r , situação denominada de B. A curva A/DxV_r dos dois cilindros é apresentada na figura 5.14.

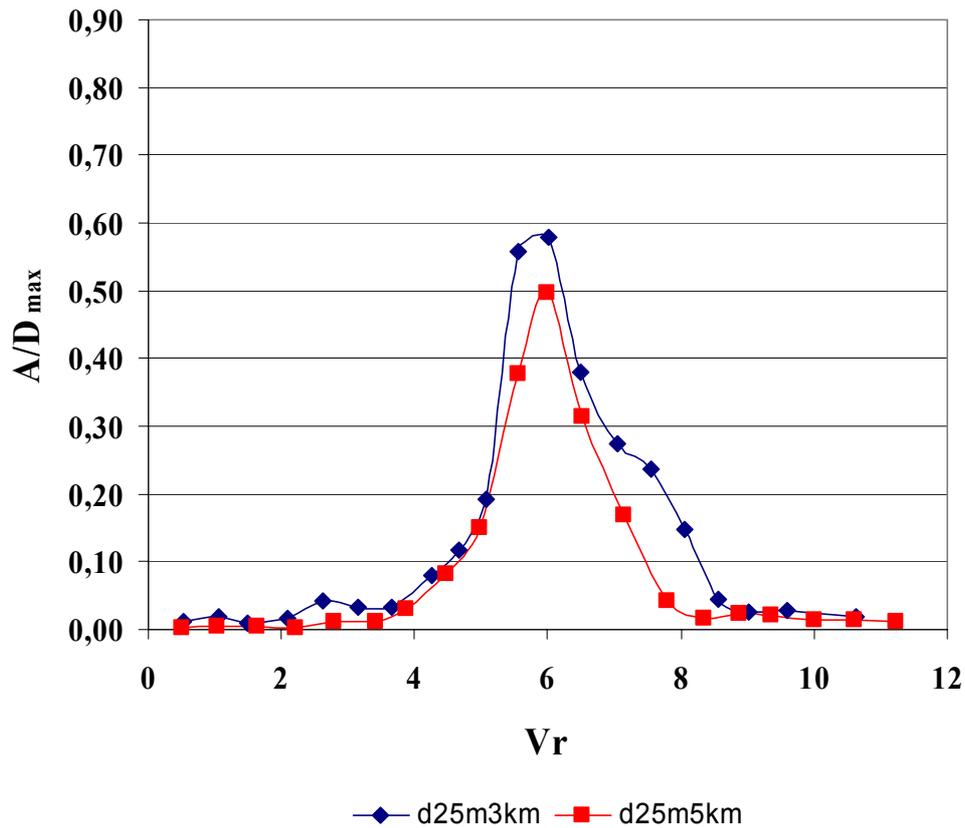


Fig. 5.13 – Curvas $A/D \times V_r$ para os cilindros d25m3km e d25m5km representando o comportamento de todos os pares na situação A.

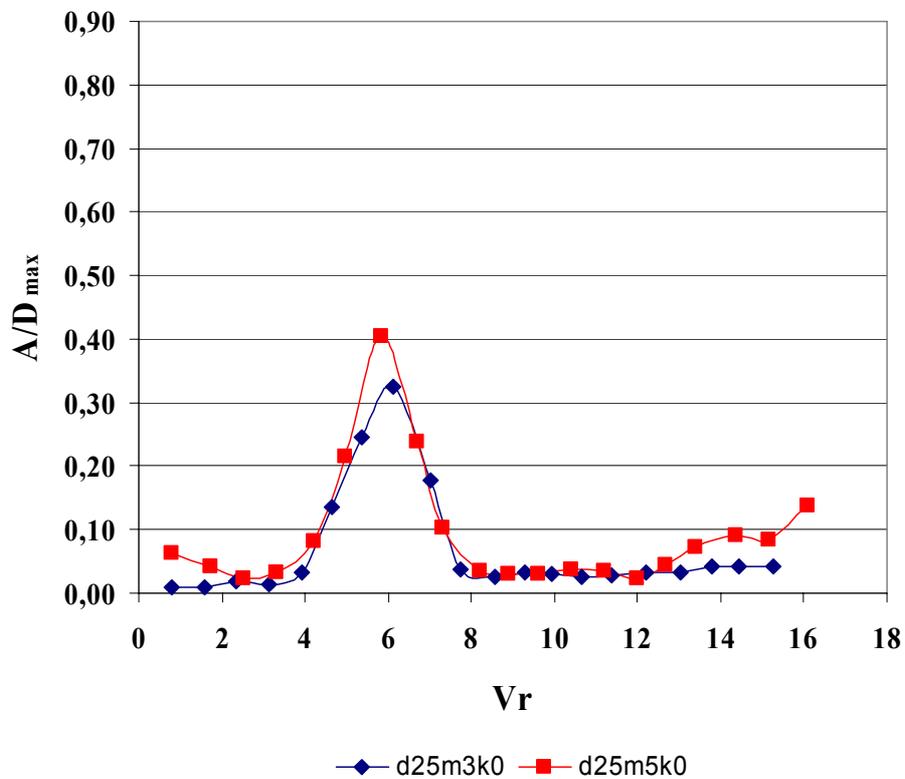


Fig. 5.14 – Curvas $A/D \times V_r$ para os cilindros d25m5k0 e d25m3k0 representando o comportamento denominado de situação B.

Em outro par com amplitudes diferentes, o cilindro com menor razão de massa apresentou a maior amplitude máxima de oscilação, mas sua faixa de sincronização foi menor, situação foi denominada de C com curva A/DxV_r apresentada na figura 5.15.

A situação D representa os pontos com amplitudes praticamente iguais. Nesse caso a faixa de sincronização foi praticamente a mesma para os dois cilindros, apesar de possuírem valores de m^* diferentes. Suas curvas de A/DxV_r são apresentadas na figura 5.16.

Os resultados experimentais obtidos nesta dissertação colocam em dúvida a validade do uso do parâmetro $(m^*+C_A)\zeta$ para agrupar as amplitudes máximas de oscilação causadas pelo fenômeno de VIV em cilindros com baixos valores desse mesmo parâmetro $(m^*+C_A)\zeta$. Pelo menos, para valores de $(m^*+C_A)\zeta$ entre 0,021-0,074, essa relação não se mostrou adequada para combinar os efeitos da variação dos parâmetros razão de massa e amortecimento em um único parâmetro. Esses resultados diferem das conclusões de Khalak & Williamson (1999) que afirmam que o uso do parâmetro $(m^*+C_A)\zeta$ para combinar as variações dos parâmetros razão de massa e amortecimento seria válido para valores de $(m^*+C_A)\zeta > 0,006$. Vale lembrar que no estudo de Khalak & Williamson foi utilizada uma montagem experimental com cilindros rígidos elasticamente montados, diferente da configuração adotada nesse trabalho que consiste de cilindros pivotados.

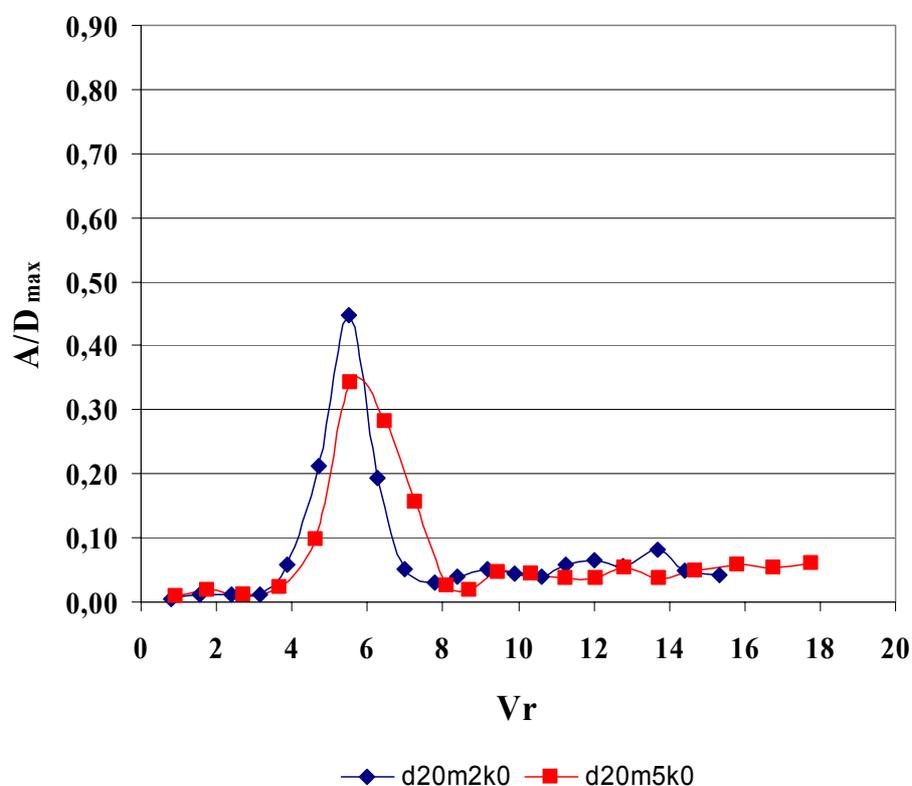


Fig. 5.15 – Curvas A/DxV_r para os cilindros d20m2k0 e d20m5k0 representando o comportamento denominado de situação C.

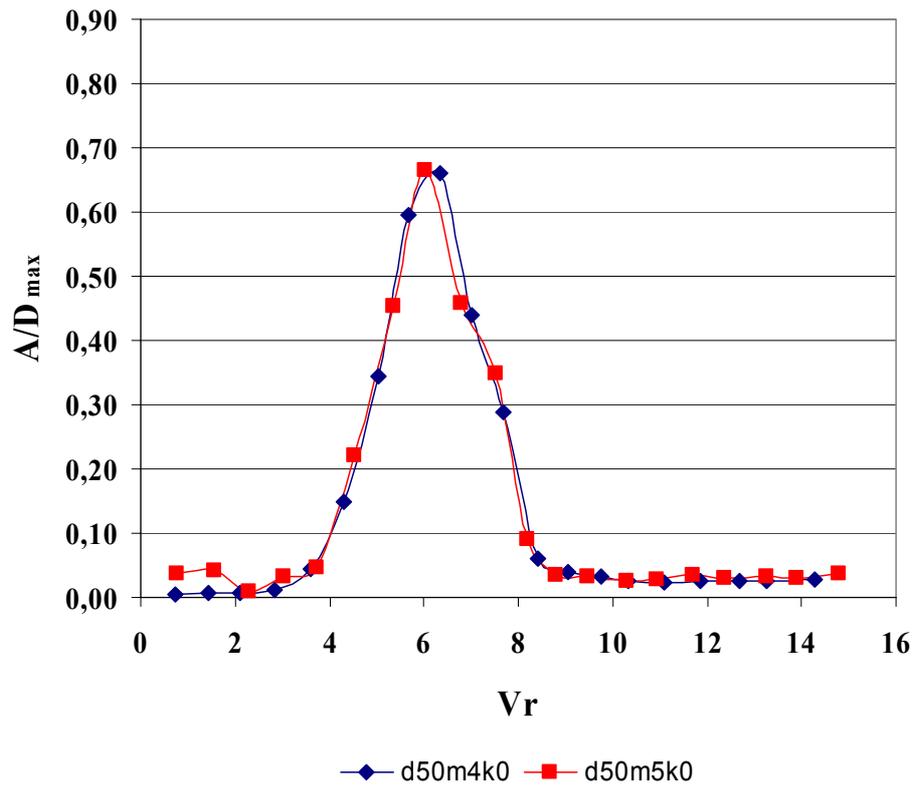


Fig. 5.16 – Curvas $A/D \times V_r$ para os cilindros d50m4k0 e d50m5k0 representando o comportamento denominado de situação D.

6. CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

A presente dissertação concentrou-se na investigação de aspectos básicos, influência da razão de aspecto e do parâmetro de massa-amortecimento $(m^*+C_A)\zeta$ sobre a amplitude de vibração, do comportamento oscilatório de cilindros submetidos ao fenômeno de Vibrações Induzidas por Vórtices (VIV). Com esse objetivo, foram ensaiados cilindros rígidos elasticamente montados submetidos a escoamento permanente, com dois graus de liberdade para oscilar. Tais cilindros empregados possuíam diferentes diâmetros, diferentes massas e dois tipos de molas para a fixação elástica.

O comportamento oscilatório dos cilindros foi descrito através de curvas de amplitudes adimensionais A/D e curvas de frequência adimensional f_d/f_{na} .

Como principais contribuições desta dissertação pode-se citar o aporte de novos ensaios experimentais aos resultados já publicados, a identificação e caracterização da influência da razão de aspecto sobre a amplitude máxima de oscilação, o questionamento apresentado sobre a validade do uso do parâmetro de massa-amortecimento $(m^*+C_A)\zeta$ para a caracterização da amplitude máxima de oscilação e algumas recomendações, apresentadas neste capítulo, aplicadas a modelagem hidroelástica de estruturas cilíndricas submetidas a escoamento em água.

O cumprimento dos objetivos inicialmente propostos é descrito com maiores detalhes nas seções a seguir.

6.1 *Resultados Experimentais*

A fim de comprovar a adequação do arranjo experimental adotado foi feita uma comparação entre os valores encontrados no presente trabalho e os valores publicados por diversos pesquisadores, com diferentes arranjos experimentais.

Os valores de amplitudes adimensionais máximas, encontrados no presente estudo, apresentaram uma concordância razoável com os diversos resultados experimentais analisados, apesar do grande número de ensaios, do presente trabalho, com amplitudes máximas menores do que $0,5D$ - menor valor de amplitude máxima encontrado na literatura pesquisada.

A velocidade reduzida máxima ficou dentro da faixa para cilindros rígidos elasticamente montados e um pouco abaixo dos valores encontrados para o caso de cilindros pivotados e de cilindros flexíveis. Houve também uma discrepância considerável em relação aos valores da velocidade reduzida de final da sincronização. Entretanto, essa discrepância pode ser atribuída, em grande parte, à escassez de dados publicados e ao critério utilizado para estimá-los.

De maneira geral, os valores encontrados no presente trabalho concordam com os resultados experimentais publicados por diversos pesquisadores.

Cabe ressaltar que os incrementos de vazão adotados para os ensaios (10 l/s) mostraram-se inadequados para caracterizar a vibração dos cilindros na direção longitudinal. Para melhor caracterização das vibrações longitudinais se recomenda o emprego de incrementos de vazão menores, isso é válido especificamente para a instalação experimental adotada nesta dissertação.

6.2 *Influência do parâmetro $(m^*+C_A)\zeta$ sobre a amplitude máxima de oscilação*

O parâmetro $(m^*+C_A)\zeta$ possui correlação significativa com as amplitudes adimensionais máximas de oscilação nos cilindros ensaiados neste trabalho. Os valores obtidos nesta pesquisa apresentaram boa concordância com valores publicados por diversos autores através de um gráfico tipo $A/D \times (m^*+C_A)\zeta$. Os dados ensaiados apresentaram uma dispersão considerável, entretanto ficaram em grande parte dentro da faixa de valores encontrados pelo conjunto de autores pesquisados. Tal dispersão dos dados é causada em grande parte pelo uso de cilindros pivotados com diferentes razões de aspecto e, devido a esse fato, a análise da influência do parâmetro $(m^*+C_A)\zeta$ é apresentada em conjunto com a influência da Razão de Aspecto no item 6.3.

O parâmetro $(m^*+C_A)\zeta$ não influencia de maneira significativa o comportamento oscilatório do sistema em termos de frequência adimensional (f_d/f_{na}), pois para uma mesma L/D , os ensaios de cilindros com diferentes valores de $(m^*+C_A)\zeta$ resultaram em curvas $(f_d/f_{na}) \times V_r$ praticamente iguais.

6.3 *Influência da Razão de Aspecto e do parâmetro $(m^*+C_A)\zeta$ sobre a amplitude máxima de oscilação*

Foi demonstrada a influência da razão de aspecto sobre as amplitudes máximas de oscilação, em conjunto com o uso do parâmetro $(m^*+C_A)\zeta$. Nas razões de aspecto de 6,7, 8 e 10,1, os cilindros apresentaram acréscimos nas amplitudes de oscilação quando o parâmetro $(m^*+C_A)\zeta$ sofreu redução. As razões de aspecto 12,7 e 16,1 apresentaram um trecho onde ocorria a redução da amplitude de oscilação com a redução do parâmetro $(m^*+C_A)\zeta$, trecho esse situado entre $0,078 < (m^*+C_A)\zeta < 0,095$ para $L/D=12,7$ e entre $0,071 < (m^*+C_A)\zeta < 0,104$ para $L/D=16,1$. Para valores de $(m^*+C_A)\zeta$ menores do que os citados acima, ambas as razões de aspecto exibiram aumentos de amplitude com a redução de $(m^*+C_A)\zeta$, comportamento similar às razões de aspecto de 6,7, 8 e 10,1. Além disso, os referidos ensaios mostraram a influência dessas razões de aspecto

sobre as amplitudes de oscilação que aumentaram com a redução das razões de aspecto dos cilindros.

A razão de aspecto 19,8 apresentou um comportamento de certa forma inesperado, não se enquadrando em nenhuma das descrições das razões de aspecto mencionadas acima.

Essas conclusões apresentadas são válidas apenas para os ensaios de cilindros realizados com molas do tipo 0 - grupo 1. Para os ensaios do grupo 2, ou molas do tipo m, a influência do parâmetro $(m^*+C_A)\zeta$ e da razão de aspecto sobre a amplitude de vibração não ficou clara. Vale lembrar que existem poucos ensaios enquadrados no grupo 2, impedindo uma análise conclusiva.

6.4 Validade do uso do parâmetro $(m^*+C_A)\zeta$

Foram apresentados ensaios que colocam em dúvida a validade do uso do parâmetro $(m^*+C_A)\zeta$ para representar de forma combinada as variações do amortecimento estrutural e razão de massa. Existe uma grande discussão sobre esse assunto com um trabalho de Khalak & Williamson (1999) afirmando que o uso desse parâmetro seria válido para valores de $(m^*+C_A)\zeta > 0,006$, enquanto que Sarpkaya (1979) afirma que o uso desse parâmetro combinado seria válido apenas para valores de $(m^*+C_A)\zeta > 0,403$. Nessa dissertação, foram encontrados vários pares de pontos com valores de $(m^*+C_A)\zeta$ bem próximos e diferentes amplitudes máximas de oscilação para valores de $(m^*+C_A)\zeta < 0,074$. Os limites de aplicação de $(m^*+C_A)\zeta$ para agrupar os valores de amplitude máxima de oscilação podem variar de acordo com as diferentes configurações experimentais.

Analisando as curvas A/DxV_r de cada um dos pares citados acima, encontrou-se que a maioria dos pares apresentava amplitudes máximas e faixas de sincronização maiores para os casos com menores razões de massa m^* , considerando valores semelhantes de $(m^*+C_A)\zeta$ e razão de aspecto.

6.5 Recomendações aplicadas à modelagem hidroelástica

Como já mencionado, o presente trabalho concentrou-se na investigação de aspectos básicos do comportamento oscilatório de estruturas cilíndricas submetidas ao escoamento permanente de água, que não incluiu um estudo de modelagem hidroelástica a fim de avaliar os parâmetros que devem ser considerados e possíveis efeitos de escala, deixando essa tarefa para futuros investigadores.

Entretanto, baseado nas observações experimentais realizadas para a presente dissertação, o autor recomenda que nos futuros estudos de modelagem hidroelástica sejam levados em consideração os seguintes aspectos:

- Uso de semelhança geométrica entre estrutura real e modelo reduzido – devido à influência da razão de aspecto sobre as amplitudes adimensionais máximas de vibração, deve-se adotar a semelhança geométrica para a modelagem de estruturas cilíndricas submetidas a escoamento;
- Inadequação do parâmetro $(m^*+C_A)\zeta$ para estudos de modelagem hidroelástica para o caso de cilindros pivotados – conforme mencionado na seção anterior, o parâmetro $(m^*+C_A)\zeta$ mostrou-se inadequado, na grande maioria dos casos, para modelar o comportamento oscilatório dos cilindros, pois ensaios com a mesma razão de aspecto L/D e mesmo valor de $(m^*+C_A)\zeta$ apresentaram diferentes valores de amplitude adimensional. Recomenda-se que os modelos hidroelásticos apresentem os mesmos valores de m^* e amortecimento estrutural ζ ;
- Recomenda-se que a montagem experimental a ser utilizada em estudos de modelagem hidroelástica permita a realização de ajustes nos valores de amortecimento estrutural dos modelos. Um dos grandes defeitos da montagem experimental adotada no presente trabalho foi justamente esse, a impossibilidade de ajustar os valores de amortecimento estrutural, limitando de certa forma as comparações de ensaios com os mesmos valores de $(m^*+C_A)\zeta$.

6.6 Continuação da Pesquisa

O fenômeno de VIV em cilindros constitui-se em um tema muito complexo, apesar da aparente simplicidade do cilindro, sendo muito difícil a elaboração de um estudo experimental detalhado sobre os vários parâmetros que influenciam tal fenômeno. Durante a revisão bibliográfica, constatou-se que existem vários aspectos básicos do fenômeno que carecem de estudos mais detalhados. Dentre eles pode-se citar:

- Influência de escoamentos com gradientes de velocidade sobre o comportamento oscilatório do cilindro;
- Influência da rugosidade superficial sobre a resposta do cilindro;
- Influência do nível de turbulência presente no escoamento sobre a resposta do cilindro.

Durante a realização deste trabalho surgiram novas idéias e sugestões interessantes para a continuação do estudo sobre o tema, que, apesar da grande quantidade de estudos realizados, tanto

experimentais como numéricos, e do grande conhecimento adquirido ao longo de várias décadas, ainda apresenta muitos pontos a serem esclarecidos. Como continuação do trabalho realizado, seria interessante o estudo experimental dos seguintes aspectos:

- Comparação do comportamento vibratório, obtido no presente trabalho, com cilindros vibrando apenas na direção transversal, utilizando a mesma configuração experimental, a fim de investigar a influência que a liberdade para oscilar na direção longitudinal exerce sobre o fenômeno;
- Uso de uma configuração experimental diferente para investigar a relação entre as amplitudes máximas e as razões de aspecto, visto que na literatura pesquisada foram encontrados ensaios com resultados diferentes ao encontrado no presente trabalho;
- Investigação do mecanismo responsável pelo aumento das amplitudes máximas de vibração com a redução da razão de aspecto L/D , através do monitoramento de variáveis do escoamento, tais como: velocidade na esteira de vórtices, pressões na superfície do cilindro ao longo do mesmo. No presente trabalho, sugeriu-se que esse fato era devido ao processo de sincronização das células de desprendimento de vórtices ocorrer de maneira mais eficiente para menores valores de razão de aspecto L/D ;
- Estudo mais detalhado da validade do uso do parâmetro de massa-amortecimento $(m^*+C_A)\zeta$ para caracterizar as amplitudes máximas de oscilação. Para esse estudo seria necessário o uso de uma configuração experimental que permitisse o ajuste dos valores de amortecimento da estrutura sem a alteração dos demais parâmetros, de forma que os valores de $(m^*+C_A)\zeta$ possam ser controlados;
- Estudo experimental sobre os principais parâmetros que devem ser considerados na modelagem hidroelástica, bem como, possíveis efeitos de escala associados.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. ACHENBACH, E.; HEINECKE, E. On vortex shedding from smooth and rough cylinders in the range of Reynolds numbers 6×10^3 to 5×10^6 . **Journal of Fluid Mechanics**, vol. 109, 239 – 251, 1981.
2. AVELEDA, A. A. Utilização de sistemas de alto desempenho no processamento de sinais na análise de problemas de VIV em estruturas offshore. Tese (Doutorado em Engenharia Civil), UFRJ, 2003.
3. BALASUBRAMANIAN, S.; SKOP, R. A.; HAAN JR., F. L.; SZEWCZYK, A. A. Vortex-excited vibrations of uniform pivoted cylinders in uniform and shear flow. **Journal of Fluids and Structures**, vol. 14, 65-85, 2005.
4. BALASUBRAMANIAN, S.; HAAN JR., F. L.; SZEWCZYK A. A.; SKOP R. A. An experimental investigation of the vortex-excited vibrations of pivoted tapered circular cylinder in uniform and shear flow. **Journal of Wind Engineering and Industrial Applications**, vol. 89, 757 – 784, 2001.
5. BEARMAN, P. W. On vortex shedding from a circular cylinder in the critical Reynolds number regime. **Journal of Fluid Mechanics**, vol. 34, 577 – 585, 1969.
6. BEARMAN, P. W. Vortex shedding from oscillating bluff bodies. **Annual Review in Fluid Mechanics**, vol. 16, 195 – 222, 1984.
7. BLACKBURN, H. M.; GOVARDHAN, R. N.; WILLIAMSON, C. H. K. A complementary numerical and physical investigation of vortex-induced vibration. **Journal of Fluids and Structures**, vol. 15, 481-488, 2000.
8. BLACKBURN, H. M.; KARNIADAKIS, G. E. Two-and three dimensional simulations of VIV of circular cylinder. **3rd International Offshore and Polar Engineering Conference**, Cingapura, vol. 3, 715-720, 1993.
9. BLEVINS, R. D.; BURTON, T. E. Fluid forces induced by vortex shedding. **Journal of Fluids Engineering**, 19-26, 1976.
10. BLEVINS, R. D. **Flow-induced vibrations**. 2. ed.. Nova York: Van Nostrand Reinhold, 1990.
11. BRIKA, D.; LANEVILLE, A. Vortex-induced vibrations of a long flexible circular cylinder. **Journal of Fluid Mechanics**, vol. 250, 481-508, 1993.
12. CHOW, V. T. **Open Channel Hydraulics**. Nova York: McGraw-Hill Book Company, 1959.
13. CHUNG, T. Y. **Vortex-induced vibration of flexible cylinders in sheared flows**. Tese de Doutorado em Engenharia Oceânica. Massachusetts Institute of Technology, 1987.

14. DRESCHER, H. Messung der auf querongestromte Zylinder ausgeübten seitlich veränderten Drucke. **Zeitschrift für Flugwissenschaft**, vol. 4, 17 – 21, 1956.
15. FENG, C. C. **The measurement of vortex-excited effects in flow past stationary and oscillating circular and D-section cylinders**. M.A.Sc. Thesis, University of British Columbia, 1968.
16. FLEMMING, F.; WILLIAMSON, C. H. K. Vortex-induced vibrations of a pivoted cylinder. **Journal of Fluid Mechanics**, vol. 522, 215-252, 2005.
17. FUJARRA, A. L. C. **Estudo em modelo reduzido de tubo, flexível e liso, submetido ao fenômeno de vibração induzida pela vorticidade “Vortex Induced Vibration”**. São Paulo. Dissertação (Mestrado em Engenharia). USP, 1997.
18. FUJARRA, A. L. C.; PESCE, C. P.; FLEMMING, F.; WILLIAMSON, C. H. K. Vortex-induced vibration of a flexible cantilever. **Journal of Fluids and Structures**, vol. 15, 651-658, 2001.
19. FUJARRA, A. L. C. **Estudos experimentais e analíticos das vibrações induzidas pela emissão de vórtices em cilindros flexíveis e rígidos**. São Paulo. Tese (Doutorado em Engenharia). USP, 2002.
20. GOVARDHAN, R.; WILLIAMSON, C. H. K. Modes of vortex formation and frequency response of a freely vibrating cylinder. **Journal of Fluid Mechanics**, vol. 420, 85-130, 2000.
21. GRIFFIN, O. M. Flow near self-excited and forced vibrating circular cylinders. **Journal of Engineering for Industry**, 539-547, 1972.
22. GRIFFIN, O. M.; SKOP, R. A.; KOOPMANN, G. H. The vortex-excited resonant vibrations of circular cylinders. **Journal of Sound and Vibration**, vol. 31, 235-249, 1973.
23. GRIFFIN, O. M.; RAMBERG, S. E. The vortex street wakes of vibrating cylinders. **Journal of Fluid Mechanics**, vol. 66, 553 – 576, 1974.
24. GRIFFIN, O. M.; RAMBERG, S. E. Vortex shedding from a cylinder vibrating in line with an incident uniform flow. **Journal of Fluid Mechanics**, vol. 75, 257 – 271, 1976.
25. GRIFFIN, O. M. Vortex-excited cross-flow vibrations of a single cylindrical tube. **Journal of Pressure Vessel Technology**, vol. 102, 158-165, 1980.
26. GRIFFIN, O. M.; RAMBERG, S. E. Some recent studies of vortex shedding with application to marine tubulars and risers. **Journal of Energy Resources and Technology**, vol. 104, 2-13, 1982.
27. GRIFFIN, O. M.; HALL, M. S. Review – Vortex shedding lock-on and flow control in bluff bodies wakes. **Journal of Fluids Engineering**, vol. 113, 526 – 537, 1991.

28. HAZSPRA, O. **Theory of hidroelastic similitude and its experimental verification.** Budapeste: Research Institute for Water Resources Development, Publications in foreign languages, vol. 11, 1976.
29. JAUVTIS, N; WILLIAMSON, C. H. K. Vortex-excited vibration of a cylinder with two degrees of freedom. **Journal of Fluids and Structures**, vol. 17, 1035 – 1042 , 2003.
30. JAUVTIS, N; WILLIAMSON, C. H. K. The effect of two degrees of freedom on VIV at low mass and damping. **Journal of Fluid Mechanics**, vol. 509, 23-62, 2004.
31. JONG, J. Y; VANDIVER, J. K. **Response analysis of the flow-induced vibration of flexible cylinders tested at Castine, Maine in July and August 1981.** Departamento de Engenharia Oceânica. Massachusetts Institute of Technology, 1983.
32. KHALAK, A.; WILLIAMSON, C. H. K. Dynamics of a hydroelastic cylinder with very mass and damping. **Journal of Fluids and Structures**, vol. 10, 455 – 472, 1996.
33. KHALAK, A.; WILLIAMSON, C. H. K. Fluid forces and dynamics of a hydroelastic structure with very low mass and damping. **Journal of Fluids and Structures**, vol. 11, 973-982, 1997a.
34. KHALAK, A.; WILLIAMSON, C. H. K. Investigation of relative effects of mass and damping in VIV of a circular cylinder. **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, vol. 69-71, 341-350, 1997b.
35. KHALAK, A.; WILLIAMSON, C. H. K. Motions, forces and mode transitions in vortex-induced vibration at low mass-damping. **Journal of Fluids and Structures**, vol. 13, 813 – 851, 1999.
36. KING, R.; PROSSER J. M.; JOHNS J. D. On vortex excitation of model piles in water. **Journal of Sound and Vibration**, vol. 29, 169 –188, 1973.
37. KING, R. Vortex excited oscillations of yawed circular cylinders. **Journal of Fluids Engineering**, 495-502, 1977.
38. KOLKMAN, P. A. Models for study of the dynamic behavior of structures in flow and waves. In: Martins, R.(editor). **Recent advances in hydraulic physical modeling.** Dordrecht, Holanda: Kluwer Academic Publishers, 1988, cap. 3.
39. KOOPMAN, G. H. The vortex wakes of vibrating cylinders at low Reynolds Numbers. **Journal of Fluid Mechanics**, vol. 28, 501 – 512, 1967.
40. LEONARD, A.; ROSHKO, A. Aspects of flow-induced vibration. **Journal of Fluids and Structures**, vol. 15, 415-425, 2001.
41. MENEGHINI, J. R. Mecânica da geração e desprendimento de vórtices no escoamento ao redor de cilindros. **III Escola de Transição e Turbulência**, Florianópolis, cap. 6, pág. 217-343, 2002.

42. NAGAKAWA, K.; KISHIDA, K.; IGARASHI, K. Vortex-induced oscillation and lift of yawed circular cylinders in cross-flow. **Journal of Fluids and Structures**, vol. 12, 759-777, 1998.
43. NEVES, E. T. **Curso de Hidráulica**. 9ª ed., Porto Alegre, Editora Globo, 1960.
44. OKAJIMA, A.; NAGAMORI, T.; MATSUNAGA, F.; KIWATA, T. Some experiments on flow-induced vibration of a circular cylinder with surface roughness. **Journal of Fluids and Structures**, vol. 13, 853-864, 1999.
45. OKAJIMA, A.; NAKAMURA, A.; KOSUGI, T.; UCHIDA, H.; TAMAKI, R. Flow-induced in-line oscillation of a circular cylinder. **European Journal of Mechanics B/Fluids**, vol. 23, 115-125, 2004.
46. ONGOREN, A.; ROCKWELL, D. Flow structure from an oscillating cylinder. Part II: Model competition in the near wake. **Journal of Fluid Mechanics**, vol. 191, 225- 245, 1988.
47. PANTAZOPOULOS, M. S. VIV parameters: Critical review. **Offshore Mechanics and Arctic Engineering**, vol. 1, 199-255, 1994.
48. RIBEIRO, P. A. R. **Desprendimento de vórtices e controle em esteira de cilindros por simulação numérica direta**. Porto Alegre. Dissertação (Mestrado em Recursos Hídricos e Saneamento Ambiental). PPGRHSA, UFRGS, 2002.
49. ROMAGNOLI, M. **Avaliação experimental da vibração induzida sobre uma comporta plana com descarga de fundo**. Porto Alegre. Dissertação (Mestrado em Recursos Hídricos e Saneamento Ambiental). PPGRHSA, UFRGS, 2005.
50. SARPKEYA, T. Vortex-induced oscillations. **Journal of Applied Mechanics**, vol. 46, 241-258, 1979.
51. SARPKEYA, T. A critical review of the intrinsic nature of VIV. **Journal of Fluids and Structures**, vol. 19, 389-447, 2004.
52. SCHEWE, G. On the force fluctuations acting on a circular cylinder in crossflow from subcritical up to transcritical Reynolds numbers. **Journal of Fluid Mechanics**, vol. 133, 265 – 285, 1983.
53. SCHLICHTING, H. **Boundary Layer Theory**. 4. ed.. Nova York: McGraw-Hill Book Company, 1960.
54. SKOP, R. A.; BALASUBRAMANIAN, S. A new twist on an old model for vortex-excited vibrations. **Journal of Fluids and Structures**, vol. 11, 395-412, 1997.
55. STANSBY, P. K. The locking-on of vortex shedding due to the cross-stream vibration of circular cylinders in uniform and shear flows. **Journal of Fluid Mechanics**, vol. 74, 641 – 665, 1976.

56. SUMER, B. M.; FREDSE J. **Hydrodynamics around cylindrical structures**. Singapura: World Scientific Publishing, 1997.
57. SZEPESSY, S.; BEARMAN, P. W. Aspect ratio and end plate effects on vortex shedding from a circular cylinder. **Journal of Fluid Mechanics**, vol. 234, 191-217, 1992.
58. TANIDA, Y.; OKAJIMA A.; WATANABE, Y. Stability of a circular cylinder oscillating in uniform flow or in a wake. **Journal of Fluid Mechanics**, vol. 61, 769 – 784, 1973.
59. TATSUNO, M. – **Bulletin Research Institute Applied Mechanics**, Kyushu University 36, 25 – 37 (em japonês), 1972.
60. THOMSON, W. T. **Teoria da vibração com aplicações**. Rio de Janeiro: Editora Interciência, 1978.
61. VANDIVER, J. K. Dimensionless parameters important to the prediction of VIV of long, flexible cylinders in ocean currents. **Journal of Fluids and Structures**, vol. 7, 423-455, 1993.
62. VANDIVER, J. K.; MARCOLLO, H. High mode number VIV experiments. **IUTAM Symposium on integrated modeling of fully coupled fluid-structures interactions using analysis, computations, and experiments**, Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, 2003.
63. VIKESTAD, K.; VANDIVER, J. K.; LARSEN, C. M. Added mass and oscillation frequency for a circular cylinder subjected to vortex-induced vibrations and external disturbance. **Journal of Fluids and Structures**, vol. 14, 1071-1088, 2000.
64. WILLIAMSON, C. H. K; ROSHKO, A. Vortex formation in the wake of an oscillating cylinder. **Journal of Fluids and Structures**, vol. 2, 355-381, 1988.
65. WILLIAMSON, C. H. K. Vortex dynamics in the cylinder wake. **Annual Review in Fluid Mechanics**, vol. 28, 477-539, 1996.
66. WILLIAMSON, C. H. K.; GOVARDHAN, R. Vortex-induced vibrations. **Annual Review in Fluid Mechanics**, vol. 36, 413-455, 2004.
67. WILLIAMSON, C. H. K.; JAUVTIS, N. A high amplitude 2T mode of VIV for a light body in XY motion. . **European Journal of Mechanics B/Fluids**, vol. 23, 107-114, 2004.
68. WOOTTON, L. R. The oscillations of large circular stacks in wind. **Proceedings Institution Civil Engineers**, vol. 43, 573-597, 1969.

8. ANEXO:

8.1 *Determinação experimental da constante elástica das molas*

Para determinar a constante elástica das molas estas foram submetidas a forças conhecidas, através de massas conhecidas, e seus deslocamentos foram medidos. Esse procedimento foi realizado para cada uma das quatro molas empregadas nos ensaios.

Os resultados de deformação são apresentados na tabela 8.1 para a mola 0 e na tabela 8.2 para a mola m.

Tab. 8.1 - Força x Deformação para a mola 0.

Força [N]	Dmola1 [m]	Dmola2 [m]	Dmola3 [m]	Dmola4 [m]
0.91	0.094	0.083	0.086	0.094
1.74	0.138	0.125	0.128	0.136
2.56	0.179	0.169	0.169	0.179
3.39	0.223	0.212	0.211	0.222
3.78	0.243	0.232	0.231	0.242
4.17	0.263	0.252	0.252	0.262
4.56	0.284	0.271	0.272	0.283

Tab. 8.2 - Força x Deformação para a mola m.

Força [N]	Dmola1 [m]	Dmola2 [m]	Dmola3 [m]	Dmola4 [m]
0.91	0.055	0.055	0.051	0.069
2.13	0.085	0.086	0.082	0.085
3.34	0.116	0.118	0.113	0.116
4.56	0.149	0.15	0.142	0.147
5.78	0.179	0.181	0.174	0.178
7.00	0.214	0.212	0.205	0.209
8.21	0.245	0.245	0.236	0.241
9.04	0.265	0.267	0.258	0.261
9.86	0.286	0.288	0.28	0.284

Baseando-se nessas tabelas foram elaborados os gráficos nas figuras 8.1 e 8.2 com a relação Força x Deslocamento para as molas 0 e molas m respectivamente. Os gráficos comprovam o comportamento linear das molas para as faixas de deslocamento ocorridas durante as condições de ensaios em torno de 20 ± 6 cm. Através do ajuste de uma reta aos dados pode-se

calcular o valor da constante elástica para as molas. A mola 0 possui constante elástica de 19,26N/m e a mola m 39,03N/m.

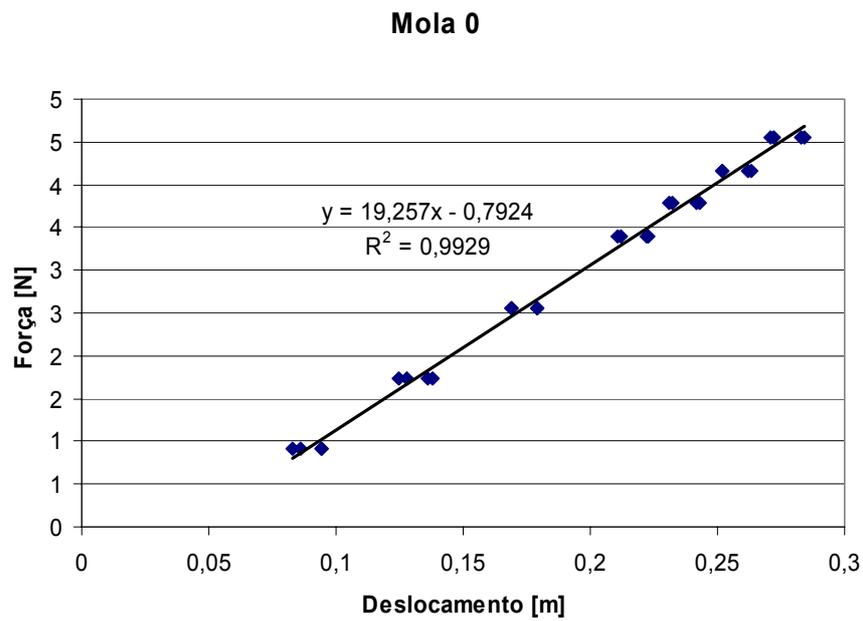


Fig. 8.1 – Relação Força x Deslocamento para a mola 0.

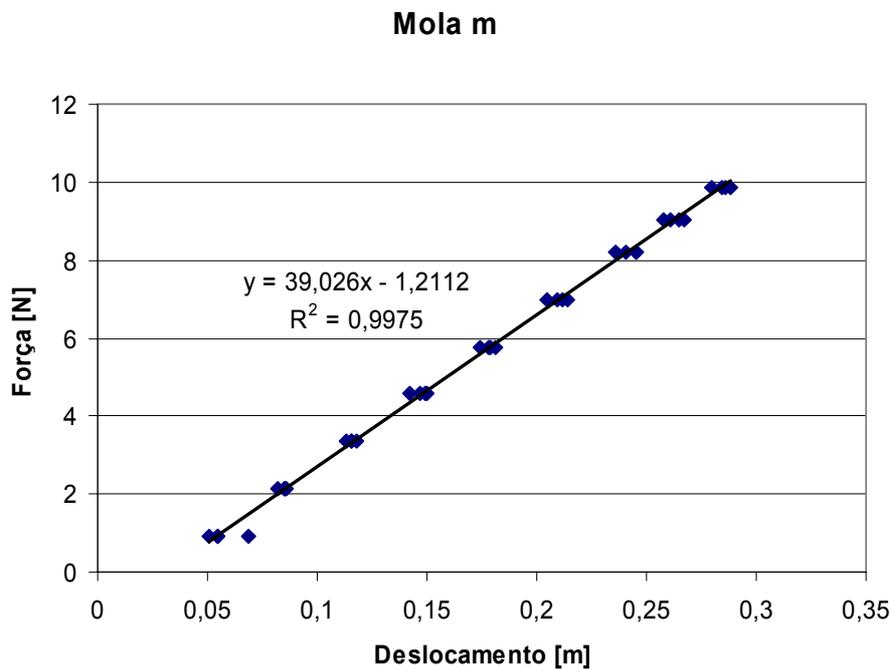


Fig. 8.2 – Relação Força x Deslocamento para a mola m.

8.2 Equipamentos do Sistema de Aquisição de Dados

Seguem informações adicionais sobre os equipamentos utilizados no sistema de aquisição de dados:

- **Medição de vibrações**

Condicionador / amplificador de sinais, fabricante *Bruel&Kjaer*, tipo 2690 com fonte e pacote de baterias recarregáveis

4 canais de entrada (3 para carga e 1 Deltatron)

Faixa de frequências 0,1 Hz a 100 kHz

Filtros passa - baixa e passa - alta selecionáveis via painel

Display 64 X 128

Dimensões (mm) 90 X 144 X 230

Peso (com baterias e 4 canais): 3 kg

Acelerômetros, fabricante *Bruel&Kjaer*, (2 unidades) tipo 4393S com acessórios e cabos

Sensibilidade de referência 0,3149 pC/(m/s²)

Limite máximo de frequência 16,5 kHz

Frequência de ressonância 55 kHz

Elemento sensível piezoelétrico

Peso: 2,4 g

Conversor analógico-digital, fabricante *Measurement Computing Corporation*, modelo PC-CARD-DAS 16/16

Conexão PCMCIA tipo II

Resolução 16 bits

4 canais de entrada

Faixas de entrada analógica $\pm 10V$, $\pm 5V$, $\pm 2,5V$, $\pm 1,25V$ programáveis

Tempo de conversão 5 μ s

- **Medidores de vazão**

Fabricante *Fisher - Rosemount*

Medidor de vazão eletro - magnético modelo 570 TM

Diâmetros nominais de 50 mm e 250 mm

Conexões flangeadas

Vazões de referência:

Tab. 8.3 - Tabela de informações dos medidores eletromagnéticos.

Diâmetro nominal (mm)	Vazão mínima medida (m ³ /h)	Faixa (m ³ /h)		
		mínimo	máximo	unitário
	0,0122 m/s	0,3048 m/s	9,144 m/s	1,0 m/s
50	0,0951	2,38	71,27	7,79
250	2,233	56	1675	183

- **Transmissor de vazão**

Fabricante Fisher-Rosemount, modelo 8732C

Velocidades entre 0,01 e 10,0 m/s, adiante ou reverso

Faixa de trabalho e unidades selecionáveis via painel

8.3 *Variação dos valores calculados de L/D durante os ensaios com escoamento*

Conforme mencionado na seção 4.1.2, para o cálculo da razão de aspecto L/D dos cilindros foi utilizado o comprimento submerso do cilindro na vazão que resultasse na maior amplitude adimensional de oscilação. Durante os ensaios específicos para cada cilindro, permitiu-se a variação do nível de água no canal dentro de certos limites, os valores dos níveis de água durante os ensaios são apresentados na seção 8.8 nas tabelas individuais de cada cilindro, resultando em pequenas variações dos valores de L/D em relação aos valores adotados como referência ao longo deste trabalho. Essas variações são apresentadas na tabela 8.4 a seguir:

Tab. 8.4 - Variações percentuais dos níveis de água no canal.

Ensaio	Variação do Nível com relação ao valor usado para cálculo de L/D		Ensaio	Variação do Nível com relação ao valor usado para cálculo de L/D	
	Mínimo	Máximo		Mínimo	Máximo
d20m1k0	-0,1%	5,8%	d32m2k0	-4,3%	0,9%
d20m1km	-3,2%	1,4%	d32m3k0	-1,5%	3,0%
d20m2k0	0,0%	5,4%	d32m4k0	-0,8%	3,6%
d20m2km	-2,0%	2,3%	d32m4km	-2,3%	1,7%
d20m3k0	-0,2%	4,5%	d32m5k0	-4,0%	0,1%
d20m3km	-2,7%	2,9%	d32m5km	-3,7%	0,0%
d20m4k0	-0,8%	2,8%	d40m2k0	-3,6%	0,0%
d20m4km	-2,2%	2,6%	d40m3k0	-3,1%	2,7%
d20m5k0	-0,8%	5,2%	d40m4k0	-0,1%	4,3%
d20m5km	-1,5%	2,5%	d40m5k0	-3,2%	0,5%
d25m1k0	-3,2%	2,0%	d40m5km	-3,1%	0,9%
d25m2k0	-2,0%	3,1%	d50m3k0	-1,8%	1,9%
d25m3k0	-1,1%	2,1%	d50m4k0	-2,6%	1,4%
d25m3km	-4,4%	0,5%	d50m5k0	-1,0%	4,1%
d25m4k0	-2,9%	0,0%	d60m2k0	-3,6%	1,4%
d25m4km	-2,4%	1,7%	d60m3k0	-2,4%	2,8%
d25m5k0	-0,7%	4,6%	d60m4k0	-1,1%	2,1%
d25m5km	-2,6%	3,2%	d60m5k0	-1,3%	2,9%
d32m1k0	-4,0%	1,6%			

Observa-se que as variações na razão de aspecto L/D, que são iguais as variações de nível apresentadas na tabela 8.4, encontram-se dentro de limites aceitáveis. O caso com maior variação positiva foi o ensaio d20m1k0 (5,8%) e o caso com maior variação negativa foi o ensaio d25m3k0 (-4,4%). Na opinião do autor, essa variação dos valores de L/D geradas pela variação do nível de água no canal durante os ensaios pode ser considerada desprezível frente à variação dos valores de L/D obtidos através do uso de diferentes cilindros (19,8; 16,1; 12,7; 10,1; 8,0; 6,7).

8.4 Níveis dos ensaios de testes de pulso

A tabela 8.5 a seguir apresenta os níveis de água para todos os testes de pulso realizados, bem como seu desvio em relação ao nível de 40 cm.

Tab. 8.5 - Níveis de água dos testes de pulso.

Ensaio	h [cm]	Desvio	Ensaio	h [cm]	Desvio
d20m1k0	40,7	1,8%	d32m2k0	40,5	1,3%
d20m1km	41,0	2,5%	d32m3k0	39,4	-1,5%
d20m2k0	39,1	-2,3%	d32m4k0	39,9	-0,3%
d20m2km	38,6	-3,5%	d32m4km	39,9	-0,3%
d20m3k0	39,8	-0,5%	d32m5k0	40,2	0,5%
d20m3km	40,4	1,0%	d32m5km	40,2	0,5%
d20m4k0	39,4	-1,5%	d40m2k0	40,5	1,3%
d20m4km	39,3	-1,8%	d40m3k0	40,9	2,3%
d20m5k0	39,5	-1,3%	d40m4k0	40,6	1,5%
d20m5km	39,1	-2,3%	d40m5k0	41,4	3,4%
d25m1k0	39,2	-2,0%	d40m5km	37,5	-6,3%
d25m2k0	40,2	0,5%	d50m2k0	40,4	1,0%
d25m3k0	40,2	0,5%	d50m3k0	38,7	-3,2%
d25m3km	40,1	0,3%	d50m4k0	39,8	-0,5%
d25m4k0	41,0	2,5%	d50m5k0	40,0	0,0%
d25m4km	41,0	2,5%	d60m2k0	41,0	2,5%
d25m5k0	42,8	7,0%	d60m3k0	40,9	2,3%
d25m5km	42,8	7,0%	d60m4k0	39,4	-1,5%
d32m1k0	40,0	0,0%	d60m5k0	41,0	2,5%

Analisando a tabela acima nota-se que os valores extremos estão entre 37,5 e 42,8 cm. No entanto, a maioria dos casos apresenta pequenos desvios, 32 casos dos 38 totais estão dentro da faixa de desvio $\pm 3\%$. Ainda que o nível de água fosse exatamente 40 cm, essa situação dificilmente corresponderia ao nível dos ensaios com escoamento, pois o ajuste do nível do escoamento para valores exatos é um processo difícil e demorado.

8.5 Resumo dos ensaios

Tab. 8.6 – Resumo dos principais parâmetros medidos.

Ensaio	D [m]	f_{ns} [Hz]	f_{na} [Hz]	A/D _{max}	V _{rmax}	Re _{max}	V _{r1}	V _{r2}	A/D ₁	A/D ₂	Re ₁	Re ₂	L [cm]	m [g]	ζ	M	K _s	m*	(m*+C _A) ζ	S _G	L/D
d20m1km	0,020	5,4	5,1	0,58	5,9	11780	4,5	7,7	3,2	0,08	0,12	9054	15483	40,5	193,3	0,003	1,0	2,0	0,08	1,5	0,0077
d20m2km	0,020	5,2	5,0	0,59	5,5	10934	3,6	8,8	5,2	0,02	0,05	7212	17514	39,9	249,7	0,004	1,0	2,3	0,12	2,0	0,013
d20m3k0	0,020	3,1	2,9	0,44	6,1	6761	4,4	7,7	3,3	0,09	0,06	4893	8587	39,2	335,8	0,007	1,0	2,9	0,26	2,7	0,026
d20m3km	0,020	4,7	4,5	0,43	5,7	9782	4,0	8,3	4,2	0,04	0,03	6938	14213	39,8	335,8	0,008	1,0	2,9	0,29	2,7	0,030
d20m5km	0,020	4,4	4,2	0,34	6,1	9613	4,3	8,2	3,9	0,06	0,02	6826	12983	39,6	422,5	0,007	1,0	3,5	0,30	3,4	0,030
d20m1k0	0,020	3,6	3,4	0,45	6,1	8104	3,8	7,5	3,6	0,03	0,07	5099	9910	39,2	193,3	0,015	1,0	2,0	0,39	1,6	0,039
d20m2k0	0,020	3,5	3,3	0,45	5,5	6966	3,9	7,0	3,1	0,05	0,04	4881	8793	38,9	249,7	0,016	1,0	2,4	0,49	2,0	0,050
d20m5k0	0,020	2,9	2,8	0,34	5,5	5722	3,7	7,3	3,6	0,02	0,16	3786	7528	39,7	422,5	0,013	1,0	3,4	0,55	3,4	0,055
d20m4km	0,020	4,6	4,3	0,42	5,8	9452	4,2	8,0	3,8	0,05	0,03	6841	13025	39,7	390,1	0,020	1,0	3,2	0,82	3,1	0,083
d20m4k0	0,020	3,1	2,9	0,38	5,5	5902	3,5	7,2	3,7	0,01	0,11	3824	7831	39,4	390,1	0,029	1,0	3,3	1,20	3,2	0,122
d25m1k0	0,025	3,4	3,1	0,66	6,4	12199	4,6	7,5	2,9	0,15	0,08	8901	14723	40,7	235,1	0,009	1,0	1,7	0,20	1,2	0,021
d25m2k0	0,025	3,1	2,9	0,57	6,2	11436	4,8	7,4	2,6	0,22	0,06	8913	13697	40,1	339,8	0,009	1,0	2,1	0,24	1,7	0,024
d25m3km	0,025	4,2	4,0	0,58	6,0	14422	4,2	8,6	4,3	0,06	0,04	10186	20530	40,3	465,1	0,008	1,0	2,6	0,26	2,4	0,027
d25m5km	0,025	3,9	3,6	0,50	6,0	12379	3,9	8,3	4,5	0,03	0,02	7994	17197	40,6	604,4	0,007	1,0	3,2	0,30	3,0	0,030
d25m5k0	0,025	2,6	2,5	0,40	5,8	8132	4,2	7,3	3,1	0,06	0,10	5890	10206	39,7	604,4	0,017	1,0	3,2	0,68	3,1	0,069
d25m3k0	0,025	2,8	2,6	0,32	6,1	9504	4,7	7,0	2,3	0,14	0,17	7249	10893	39,4	465,1	0,021	1,0	2,7	0,70	2,4	0,071
d25m4km	0,025	4,1	3,8	0,44	5,9	12930	3,7	8,3	4,6	0,02	0,08	8105	18155	40,2	554,7	0,024	1,0	3,0	0,89	2,8	0,090
d25m4k0	0,025	2,7	2,6	0,44	5,5	8245	4,7	7,1	2,5	0,16	0,09	7084	10783	40,5	554,7	0,027	1,0	3,0	1,02	2,8	0,104
d32m2k0	0,032	2,8	2,6	0,72	6,5	17888	3,7	7,6	3,9	0,05	0,14	10129	20914	41,1	426,1	0,015	1,0	1,8	0,34	1,3	0,034
d32m1k0	0,032	3,1	2,7	0,82	6,7	19319	3,5	10,1	6,6	0,04	0,04	9996	29158	41,7	310,5	0,020	1,0	1,5	0,38	0,9	0,038
d32m3k0	0,032	2,4	2,3	0,53	6,1	14835	4,9	7,2	2,3	0,31	0,24	11914	17605	40,5	688,4	0,013	1,0	2,4	0,39	2,1	0,040
d32m5km	0,032	3,2	3,0	0,46	6,1	17093	3,1	8,7	5,6	0,01	0,02	8707	24148	39,5	917,3	0,013	1,0	3,1	0,50	2,9	0,051
d32m4k0	0,032	2,2	2,1	0,40	6,2	12549	4,7	7,6	2,9	0,14	0,14	9351	14864	39,6	857,7	0,021	1,0	2,9	0,77	2,7	0,078
d32m5k0	0,032	2,2	2,1	0,42	6,1	11542	3,1	9,0	5,9	0,01	0,02	5924	17192	40,9	917,3	0,025	1,0	3,0	0,94	2,8	0,095
d32m4km	0,032	3,4	3,1	0,46	6,0	17787	4,1	7,9	3,8	0,07	0,03	12256	23543	40,1	857,7	0,029	1,0	2,9	1,05	2,7	0,107
d40m2k0	0,040	2,4	2,1	0,81	6,8	24304	3,5	9,8	6,2	0,03	0,03	12486	34689	40,1	613,9	0,021	1,0	1,7	0,45	1,2	0,046

Ensaio	D [m]	f _{ns} [Hz]	f _{na} [Hz]	A/D _{max}	V _{rmax}	Re _{max}	V _{r1}	V _{r2}	A/D ₁	A/D ₂	Re ₁	Re ₂	L [cm]	m [g]	ζ	M	K _s	m*	(m*+C _A)ζ	S _G	L/D
d40m3k0	0,040	2,1	1,9	0,70	5,9	18419	4,7	8,4	3,7	0,21	0,06	14747	26484	40,8	1012,5	0,017	1,0	2,3	0,50	2,0	0,050
d40m5km	0,040	2,7	2,5	0,31	5,9	21478	3,1	8,3	5,3	0,01	0,02	11123	30259	40,0	1373,9	0,019	1,0	2,9	0,70	2,7	0,071
d40m5k0	0,040	1,8	1,7	0,56	5,8	14087	3,0	9,4	6,5	0,01	0,03	7242	23038	40,9	1373,9	0,027	1,0	2,9	0,98	2,7	0,099
d40m4k0	0,040	1,8	1,7	0,53	5,7	16985	5,1	8,3	3,2	0,32	0,06	15224	24596	40,1	1278,7	0,047	1,0	2,8	1,64	2,5	0,166
d50m3k0	0,050	1,6	1,5	0,73	6,4	24431	6,4	10,2	3,8	0,72	0,02	24431	39672	40,2	1522,6	0,024	1,0	2,3	0,68	1,9	0,069
d50m5k0	0,050	1,5	1,3	0,67	6,0	20354	3,7	10,3	6,6	0,04	0,02	12534	34682	39,9	2077,3	0,033	1,0	2,9	1,18	2,7	0,119
d50m4k0	0,050	1,5	1,4	0,66	6,3	21931	2,8	10,3	7,5	0,01	0,02	9782	36692	40,6	1882,9	0,036	1,0	2,6	1,21	2,4	0,123
d60m2k0	0,060	1,7	1,5	0,93	6,5	35868	2,8	11,1	8,3	0,01	0,06	15326	60967	40,3	1417,8	0,029	1,0	1,8	0,65	1,2	0,066
d60m3k0	0,060	1,4	1,3	0,82	6,4	29389	3,2	9,6	6,4	0,02	0,03	14913	44140	40,1	2131,8	0,038	1,0	2,3	1,08	1,9	0,109
d60m4k0	0,060	1,2	1,1	0,68	5,9	24424	2,9	10,9	8,0	0,01	0,03	12152	43930	40,2	2712,7	0,057	1,0	2,7	1,90	2,4	0,192
d60m5k0	0,060	1,2	1,1	0,66	6,1	23339	3,8	11,1	7,3	0,04	0,02	14645	43001	39,8	2940,3	0,061	1,0	2,8	2,18	2,6	0,221

Nomenclatura:

D	– Diâmetro do cilindro, em metros;
f _{ns}	– Frequência natural do sistema medida com o canal seco, em hertz;
f _{na}	– Frequência natural do sistema medida em água, sem escoamento, em hertz;
A/D _{max}	– Amplitude máxima adimensional;
V _{rmax}	– Velocidade reduzida onde ocorre o valor máximo de amplitude de oscilação;
Re _{max}	– Número de Reynolds para a velocidade reduzida máxima;
V _{r1}	– Velocidade reduzida no início da sincronização;
V _{r2}	– Velocidade reduzida no final da sincronização;
A/D ₁	– Amplitude adimensional de início da sincronização;
A/D ₂	– Amplitude adimensional de final da sincronização;
Re ₁	– Número de Reynolds para o início da sincronização;
Re ₂	– Número de Reynolds para o final da sincronização;
L	– Nível médio do escoamento ou comprimento submerso na velocidade reduzida máxima, em centímetros;
m	– Massa do cilindro incluída a instrumentação, em gramas;
ζ	– Amortecimento do sistema com o canal seco;
M	– Razão de massa, segundo equação 3.30;
K _s	– Parâmetro de estabilidade;
m*	– Razão de massa adotada nesse trabalho, segundo equação 3.30;
(m* + C _A)ζ	– Parâmetro de massa-amortecimento incorporando a massa adicional da água;
S _G	– Parâmetro de Skop-Griffin;
L/D	– Razão de aspecto

8.6 Filtro utilizado – Necessidade e caracterização

8.6.1 Necessidade de filtro

Os deslocamentos do topo do cilindro foram calculados através da dupla integração do sinal de aceleração. Conforme mencionado por Aveleda (2003) e Jong & Vandiver (1983) esse método possui um inconveniente, o processo de integração causa uma expansão indesejável dos sinais de baixa frequência ou ruídos, tornando o sinal resultante da integração seriamente afetado por ruídos de tal maneira que este não é mais representativo do fenômeno físico. A solução para esse problema é a aplicação de filtros digitais aos sinais antes e após as integrações.

A necessidade do uso de filtros para o cálculo dos deslocamentos pelo processo de dupla integração dos sinais de aceleração é discutida nessa seção, através da comparação entre os sinais de deslocamento calculados com e sem o uso de filtros.

A figura 8.3, a seguir, apresenta os valores medidos de aceleração transversal, já convertidos para m/s^2 , para o cilindro d25m5km e vazão de 110 l/s e a figura 8.4 apresenta a função densidade de potência espectral para esse sinal. Como se pode ver na figura 8.4 o sinal apresenta uma concentração de potência espectral próximo ao valor de 3,6 Hz.

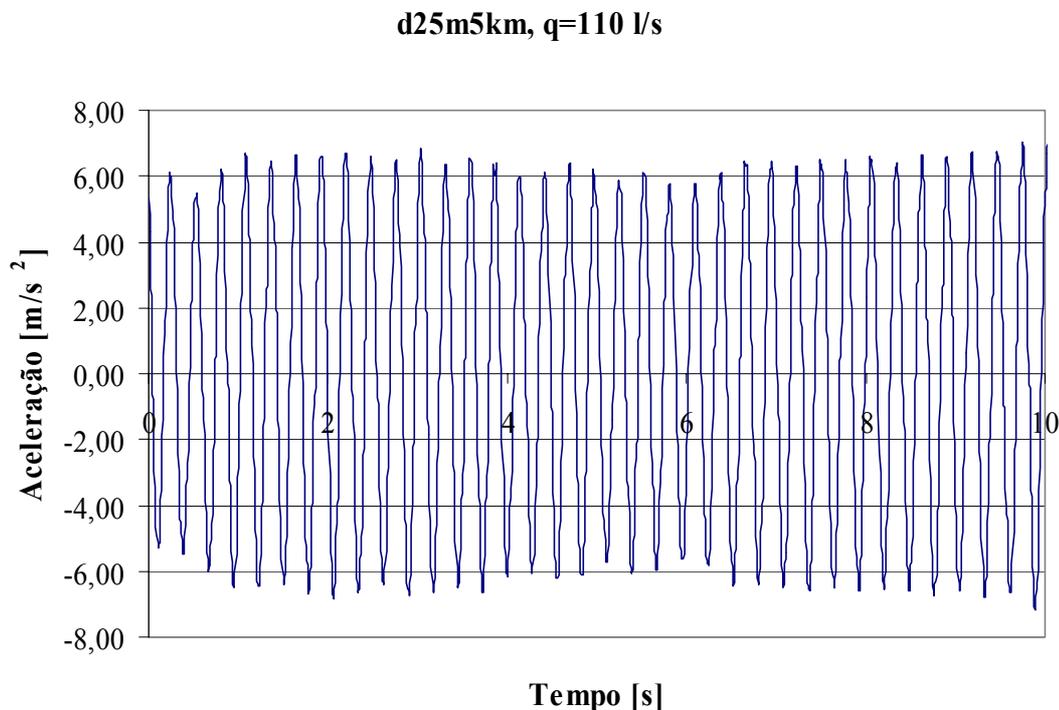


Fig. 8.3 – Sinal de aceleração para o cilindro d25m5km e vazão 110 l/s antes da aplicação do filtro.

Espectro de potência para d25m5km, q=110 l/s

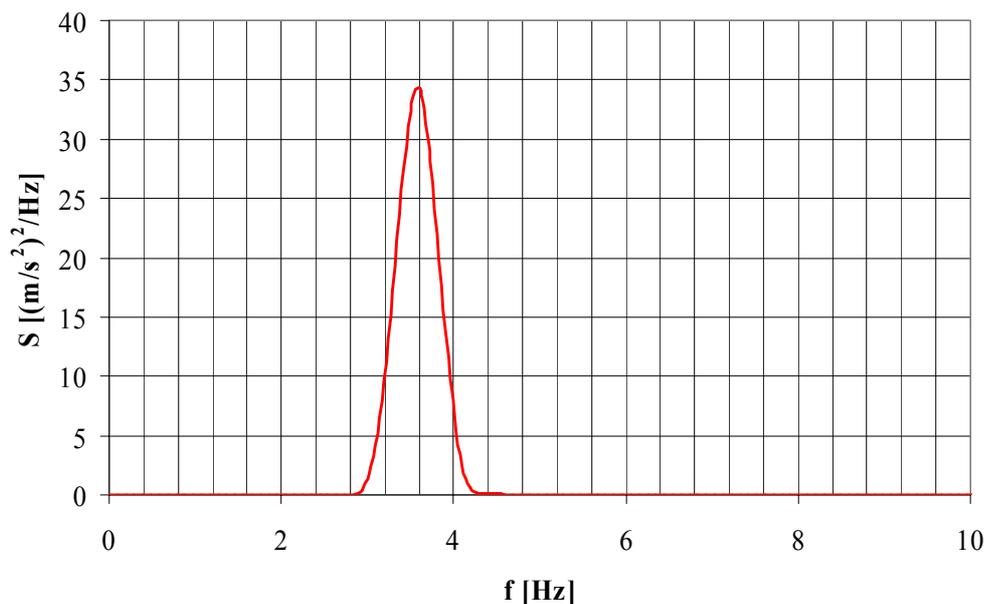


Fig. 8.4 – Função densidade de potência espectral para o cilindro d25m5km e vazão 110 l/s antes da aplicação do filtro.

Aplica-se então a integração numérica desse sinal sem o uso de filtro e obtém-se a velocidade transversal de deslocamento no topo do cilindro, apresentada na figura 8.5.

d25m5km, q=110 l/s - Sem filtro

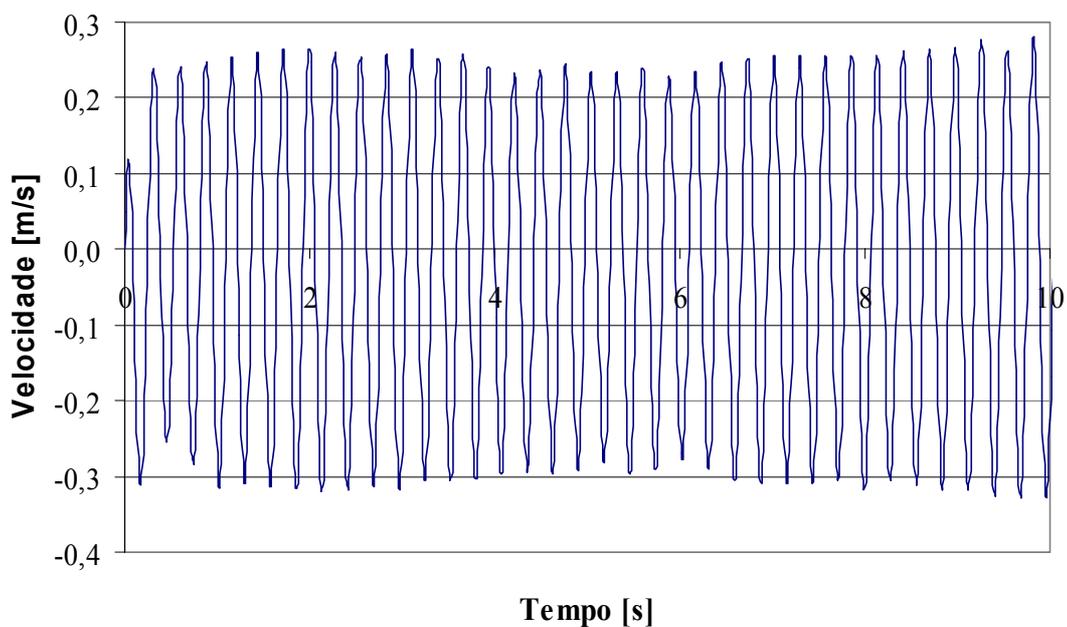


Fig. 8.5 – Sinal calculado de velocidade para o cilindro d25m5km e vazão 110 l/s sem aplicação do filtro.

Para comparação apresenta-se na figura 8.6 o sinal de velocidade calculado com o uso do filtro. Existe uma pequena diferença entre os dois sinais devido à incorporação de ruídos de baixa frequência. A incorporação dos ruídos de baixa frequência é mostrada nos gráficos de funções densidade de potência espectral dos sinais de velocidade apresentados nas figuras 8.7 e 8.8. Como se pode notar, o sinal de velocidade calculado sem o uso de filtro apresenta uma incorporação de ruído próxima à frequência de 0,2Hz. A frequência dominante no sinal permanece inalterada, em torno de 3,6Hz.

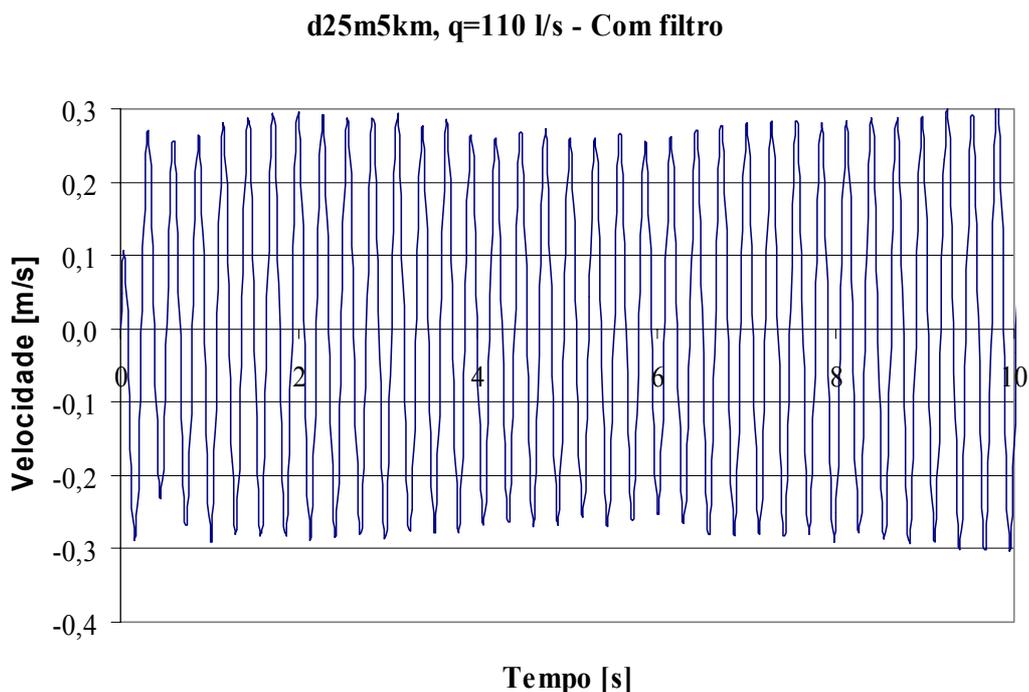


Fig. 8.6 – Sinal calculado de velocidade para o cilindro d25m5km e vazão 110 l/s com aplicação do filtro.

Espectro de potência para d25m5km, q=110 l/s sem filtro

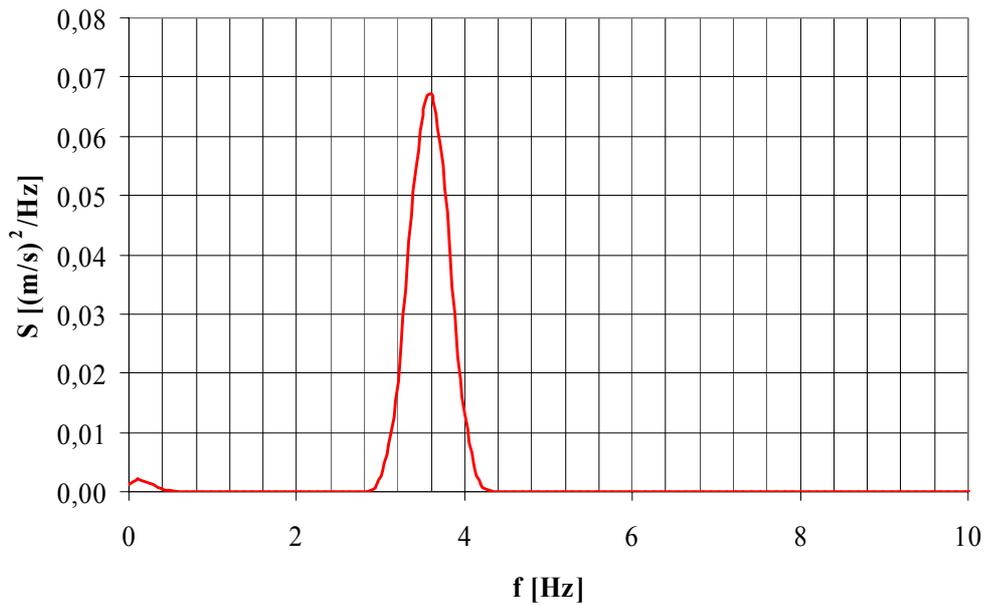


Fig. 8.7 – Função densidade de potência espectral para o sinal de velocidade do cilindro d25m5km e vazão 110 l/s sem aplicação do filtro.

Espectro de potência para d25m5km, q=110 l/s com filtro

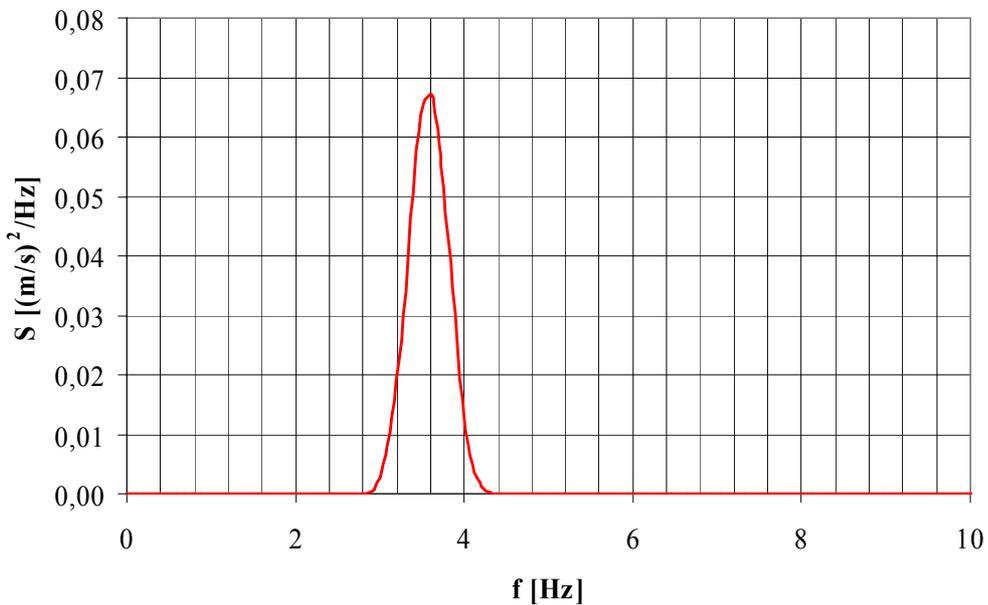


Fig. 8.8 – Função densidade de potência espectral para o sinal de velocidade do cilindro d25m5km e vazão 110 l/s com aplicação do filtro.

Integrando-se o sinal de velocidade, sem o uso de filtro, obtém-se o deslocamento no topo do cilindro, apresentado na figura 8.9. A incorporação de ruído ao sinal devido ao processo de

dupla integração foi tão grande, que o deslocamento calculado apresenta uma tendência crescente com o tempo e ao final de 10s o deslocamento seria mais de 0,25m.

O gráfico de densidade de potência espectral para o deslocamento calculado sem o uso de filtros é apresentado na figura 8.10. Nesse gráfico fica evidente a incorporação de ruídos de baixa frequência ao sinal de deslocamento devido ao processo de integração sem a utilização de filtros. A incorporação de ruídos foi tão grande que o a frequência dominante do sinal de aceleração (3,6Hz) simplesmente não é visível no gráfico, na escala apresentada.

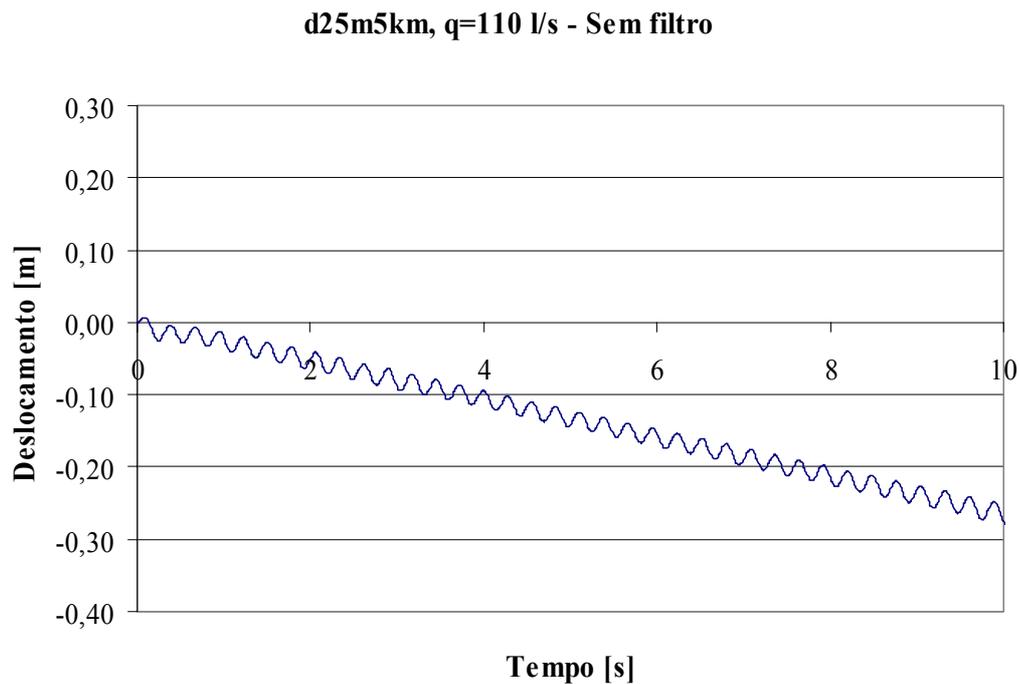


Fig. 8.9 – Sinal calculado de deslocamento para o cilindro d25m5km e vazão 110 l/s sem aplicação do filtro.

Repetindo o processo de cálculo do deslocamento com o uso de um filtro passa-alta, que será descrito mais adiante, para eliminar os ruídos de baixa frequência incorporados ao sinal, obtém-se o sinal de deslocamento no topo do cilindro, apresentado na figura 8.11. A função densidade de potência espectral desse sinal é apresentada na figura 8.12.

Como se pode ver, o uso de filtros para calcular os deslocamentos no topo do cilindro através da integração do sinal de aceleração é indispensável, apesar das possíveis alterações causadas no sinal original. As alterações causadas nos sinais originais são discutidas no tópico a seguir.

Espectro de potência para d25m5km, q=110 l/s sem filtro

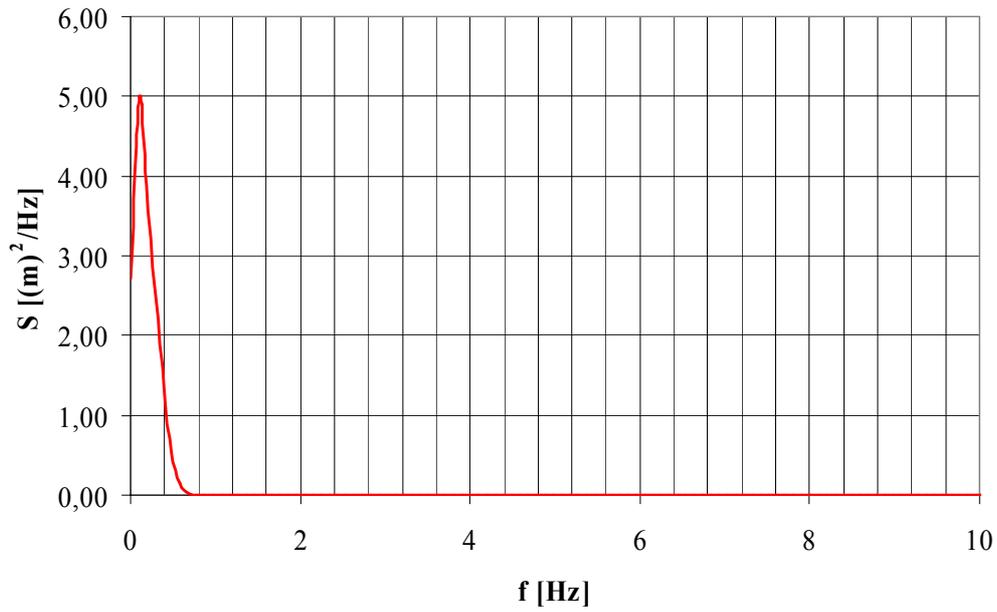


Fig. 8.10 – Função densidade de potência espectral para o sinal de deslocamento do cilindro d25m5km e vazão 110 l/s sem aplicação do filtro.

d25m5km, q=110 l/s - Com filtro

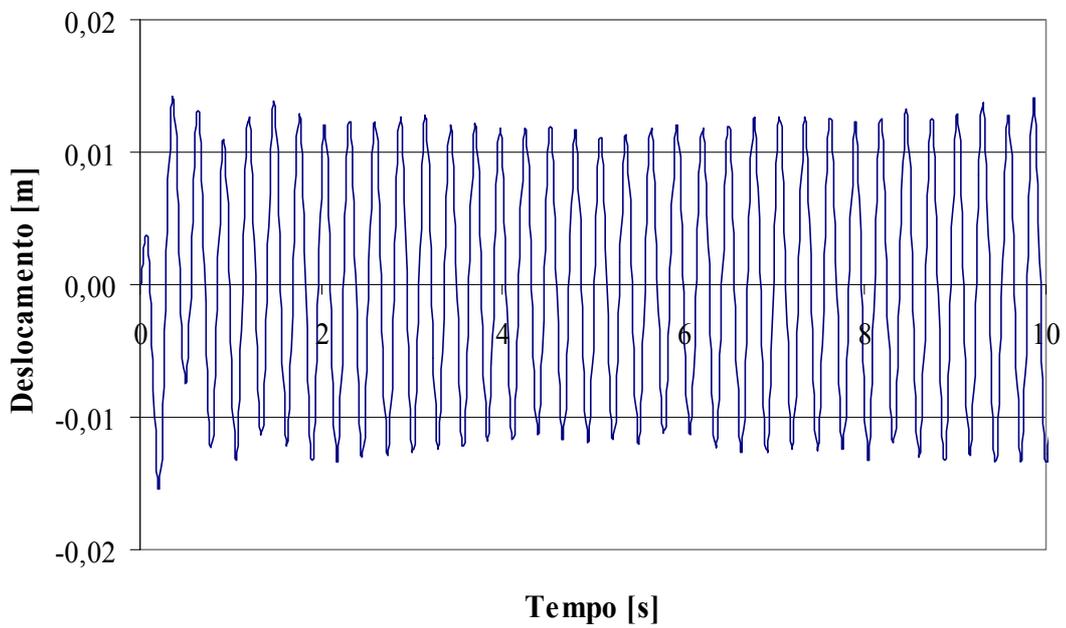


Fig. 8.11 – Sinal calculado de deslocamento para o cilindro d25m5km e vazão 110 l/s com aplicação do filtro.

Espectro de potência para d25m5km, q=110 l/s sem filtro

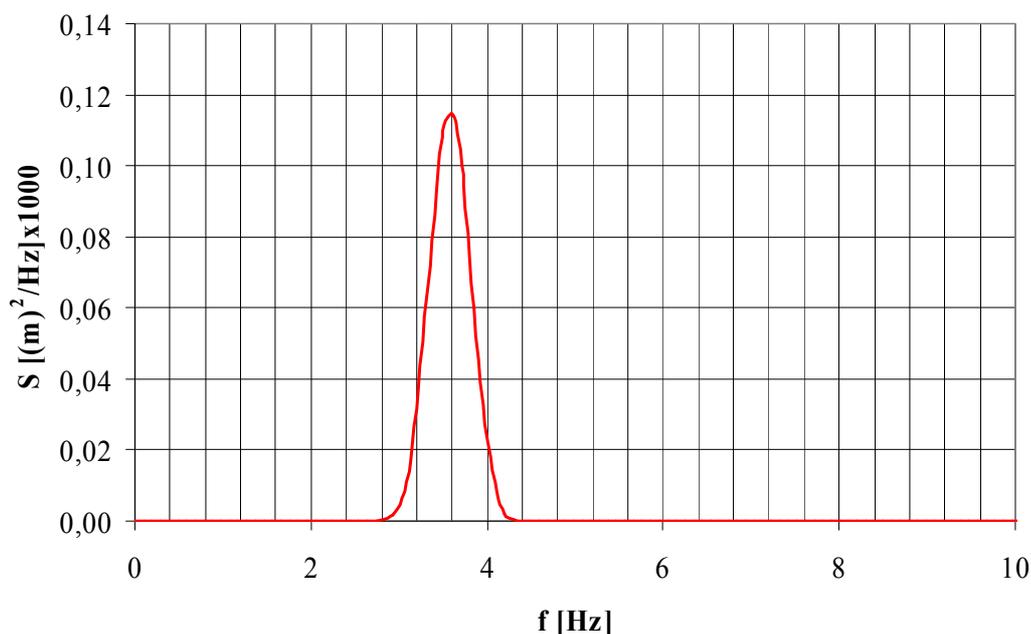


Fig. 8.12 – Função densidade de potência espectral para o sinal de deslocamento do cilindro d25m5km e vazão 110 l/s com aplicação do filtro.

8.6.2 Características do filtro utilizado

Foi utilizado um filtro passa-altas digital, o objetivo desse filtro é retirar os ruídos com baixas frequências incorporados ao sinal durante o processo de integração. O filtro foi criado através do software *MatLab 5.3*, foi utilizado o algoritmo de Butterworth IIR com ordem 2 e frequência de corte de 0,2 Hz. A frequência de corte do filtro representa a frequência na qual o filtro reduz a magnitude do componente do sinal filtrado, com essa mesma frequência, para 70,7% do sinal original.

A figura 8.13 apresenta a curva de atuação do filtro utilizado. Essa figura representa a magnitude do sinal comparado com o sinal original (o número 1 significa magnitude do sinal filtrado igual ao original), que permanece após a aplicação do filtro, essa redução é uma função da frequência e ocorre até valores próximos de 0,6 Hz.

Conforme a tabela 4.4 apresentada na seção de metodologia experimental, nenhum dos cilindros ensaiados apresentou frequências naturais na água menores do que 1,0 Hz, entretanto 6 cilindros apresentaram frequências naturais na água entre 1,0 e 1,5 Hz, podendo ocorrer assim uma pequena redução do sinal original devido à aplicação do filtro. A tabela 8.7 reproduz parcialmente a tabela 4.4 e lista os cilindros com frequências naturais na água entre 1 e 1,5 Hz.

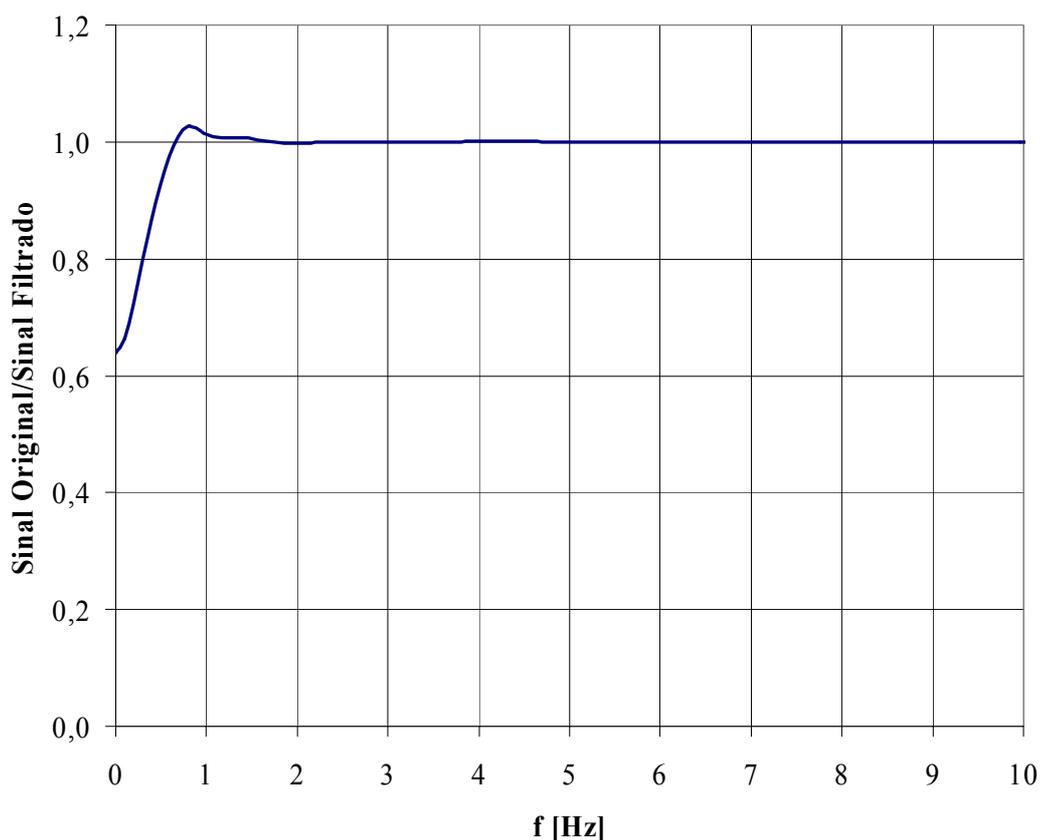


Fig. 8.13 – Curva de atuação do filtro utilizado.

Tab. 8.7 – Reprodução parcial da tabela 4.4.

Ensaio	f_{ns} [Hz]	f_{na} [Hz]
d50m3k0	1,64	1,54
d50m4k0	1,49	1,40
d50m5k0	1,48	1,33
d60m2k0	1,66	1,50
d60m3k0	1,35	1,29
d60m4k0	1,18	1,13
d60m5k0	1,16	1,10

Os sinais de aceleração original citados na tabela 8.7 foram comparados com os seus respectivos sinais filtrados a fim de verificar a influência do filtro sobre o sinal original. Através dessa comparação verificou-se que o uso do filtro não afetou de forma significativa o sinal original de aceleração. Esse fato pode ser comprovado nas figuras 8.14 e 8.15, onde são apresentadas as comparações entre os sinais originais e filtrados, para os casos d60m5k0 e d60m4k0, respectivamente.

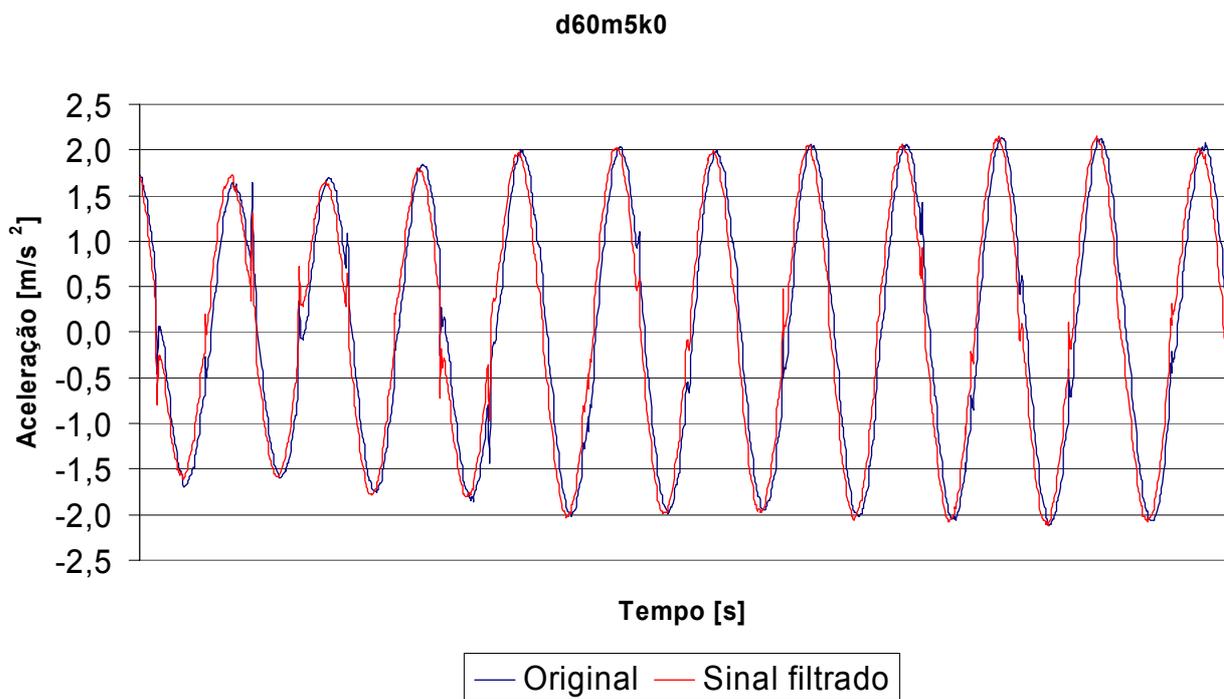


Fig. 8.14 – Comparação entre o sinal original e o sinal filtrado para o cilindro d60m5k0, vazão 80l/s.

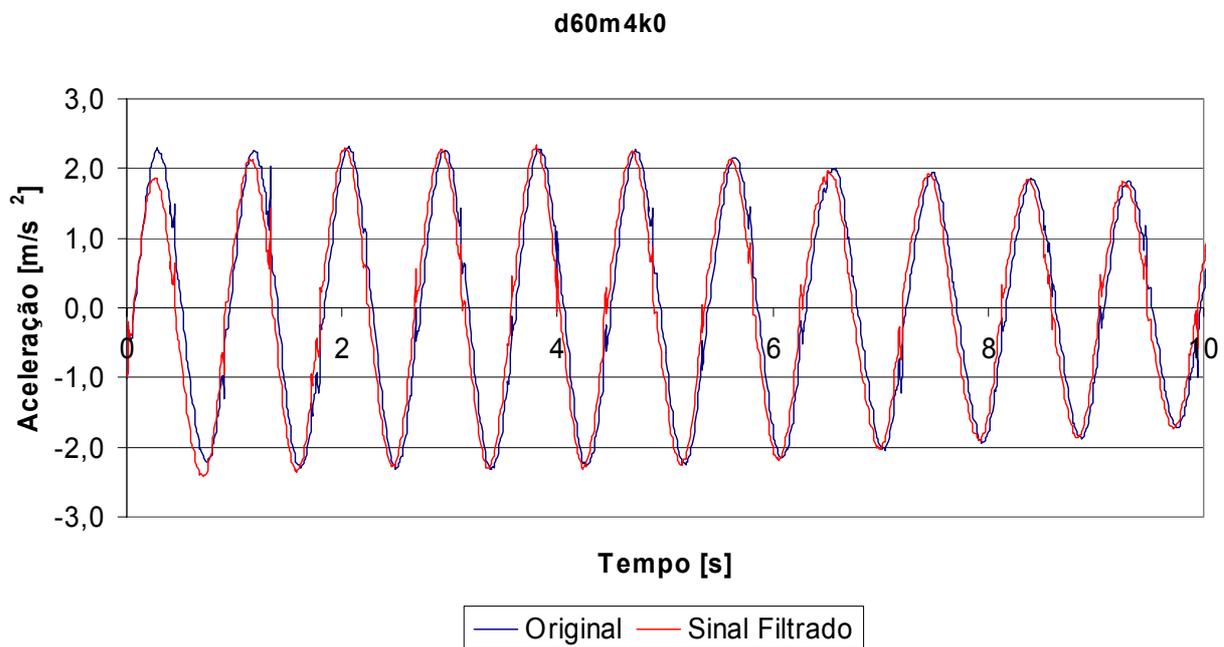


Fig. 8.15 – Comparação entre o sinal original e o sinal filtrado para o cilindro d60m4k0, vazão 80l/s.

8.7 Avaliação de erros nas medições

Medição de níveis médios de água

Resolução empregada nas medições	0,1 mm
Valor típico	400 mm
Erro devido à resolução, para o valor típico	0,025%

Medição de temperatura da água

Resolução empregada nas medições	1°C
Valor típico	18°C
Erro devido à resolução, para o valor típico	5,6%

Medição de aceleração

Número de níveis da placa conversora analógico-digital	65536 (2^{16}) níveis
Faixa de tensão (± 2500 mV)	5000 mV
Faixa de trabalho típica (± 1000 mV)	2000 mV
Resolução empregada na leitura, tensão/níveis	0,076 mV/nível
Erro devido à resolução, para a faixa típica	0,004%

Medição de vazão

Resolução empregada nas medições	0,1 l/s
Valor típico	10-200 l/s
Erro devido à resolução, para o valor típico	1%-0,05%

Estimativa das funções densidade de potência espectral

Ensaio com escoamento

Frequência de aquisição dos dados	100 Hz
Número de pontos por amostra	8192 pontos
Tempo de aquisição da amostra T	81,92s
Tamanho da janela para cálculo do espectro	8 blocos de 1024 pontos
Largura de Banda $\beta_w =$ (freq. de aquisição/pontos por bloco)	0,098Hz
Erro padrão da estimativa $\varepsilon_r = \sqrt{\frac{1}{\beta_w T}}$	35,3%

Testes de pulso

Frequência de aquisição dos dados	200 Hz
Número de pontos por amostra	2048 pontos
Tempo de aquisição da amostra T	10,24s
Tamanho da janela para cálculo do espectro	2 blocos de 1024 pontos
Largura de Banda $\beta_w =$ (freq. de aquisição/pontos por bloco)	0,195Hz
Erro padrão da estimativa $\varepsilon_r = \sqrt{\frac{1}{\beta_w T}}$	25,0%

8.8 Resultados experimentais por cilindro

d20m1k0

Vazão [l/s]	Nível [cm]	T [°C]	U [m/s]	Re	V _r	Sinal Transversal	
						A/D	f _d /f _{na}
10,9	40,0	20	0,05	1079	0,81	0,03	-
20,2	40,2	20	0,10	1991	1,50	0,02	-
30,1	40,2	20	0,15	2964	2,23	0,02	0,50
40,2	39,7	20	0,20	4011	3,02	0,03	0,67
51,2	39,8	20	0,26	5099	3,84	0,05	0,84
59,7	39,3	20	0,30	6013	4,53	0,13	0,93
71,2	39,2	20	0,36	7188	5,42	0,45	0,99
80,2	39,2	20	0,41	8104	6,11	0,45	1,02
89,9	39,6	20	0,45	8980	6,77	0,26	1,05
100,6	40,2	20	0,50	9910	7,47	0,08	1,11
110,5	40,4	20	0,55	10822	8,16	0,02	1,63
120,3	40,3	20	0,60	11828	8,91	0,02	1,11
131,2	40,8	20	0,64	12734	9,60	0,04	1,11
140,3	40,9	20	0,69	13602	10,25	0,05	1,11
150,2	41,3	20	0,73	14413	10,86	0,06	2,21
160,0	41,5	20	0,77	15267	11,51	0,07	2,33
169,9	41,3	20	0,82	16294	12,28	0,03	2,51
180,6	40,6	20	0,89	17597	13,26	0,04	1,11
189,8	40,7	20	0,93	18464	13,92	0,10	1,08
199,4	40,5	20	0,98	19476	14,68	0,11	2,60

d20m1km

Vazão [l/s]	Nível [cm]	T [°C]	U [m/s]	Re	V _r	Sinal Transversal	
						A/D	f _d /f _{na}
10,5	39,9	20	0,05	1042	0,52	0,01	8,77
20,8	40,3	20	0,10	2047	1,02	0,02	8,77
31,0	40,0	20	0,15	3069	1,53	0,02	0,98
40,3	39,6	20	0,20	4026	2,00	0,01	1,00
50,3	39,2	20	0,26	5082	2,53	0,01	8,77
60,9	39,5	20	0,31	6101	3,03	0,02	8,77
70,4	39,5	20	0,36	7066	3,51	0,03	8,77
80,3	40,0	20	0,40	7956	3,95	0,04	0,98
90,3	39,5	20	0,46	9054	4,50	0,08	-
100,4	39,6	20	0,51	10052	5,00	0,17	0,94
110,5	40,2	20	0,55	10889	5,41	0,45	0,94
120,4	40,5	20	0,59	11780	5,86	0,58	0,96
130,6	40,6	20	0,64	12736	6,33	0,44	1,02
139,9	40,6	20	0,69	13646	6,78	0,33	1,08
150,2	40,7	20	0,74	14619	7,27	0,28	1,10
160,5	41,1	20	0,78	15483	7,70	0,14	1,11
170,5	40,7	20	0,84	16605	8,25	0,11	5,56
179,9	40,7	20	0,88	17524	8,71	0,12	5,56
189,4	40,8	20	0,93	18370	9,13	0,12	5,56
200,7	40,6	20	0,99	19596	9,74	0,12	-

d20m2k0

Vazão [l/s]	Nível [cm]	T [°C]	U [m/s]	Re	V _r	Sinal Transversal	
						A/D	f _d /f _{na}
10,4	39,8	19	0,05	1011	0,80	0,00	-
20,3	40,2	19	0,10	1951	1,55	0,01	-
31,4	40,3	19	0,16	3008	2,39	0,01	0,93
40,5	39,6	19	0,20	3957	3,14	0,01	0,69
50,0	39,6	19	0,25	4881	3,87	0,06	0,87
60,1	39,1	19	0,31	5941	4,71	0,21	0,90
70,1	38,9	19	0,36	6966	5,53	0,45	0,96
80,7	39,6	19	0,41	7884	6,26	0,19	1,05
89,9	39,5	19	0,45	8793	6,98	0,05	1,08
101,1	39,8	19	0,51	9821	7,79	0,03	1,08
110,4	40,4	19	0,55	10566	8,38	0,04	1,74
120,4	40,3	19	0,60	11561	9,17	0,05	1,86
131,0	40,7	19	0,64	12454	9,88	0,05	2,04
140,3	40,6	19	0,69	13363	10,60	0,04	2,19
150,3	41,0	19	0,73	14182	11,25	0,06	2,34
160,4	41,0	19	0,78	15121	12,00	0,07	2,52
169,8	40,8	19	0,83	16091	12,77	0,06	2,63
180,2	40,4	19	0,89	17247	13,69	0,08	2,82
189,5	40,3	19	0,94	18168	14,42	0,05	2,94
200,3	40,1	19	1,00	19321	15,33	0,04	3,14

d20m2km

Vazão [l/s]	Nível [cm]	T [°C]	U [m/s]	Re	V _r	Sinal Transversal	
						A/D	f _d /f _{na}
10,5	39,9	20	0,05	1041	0,53	0,02	-
20,9	40,6	20	0,10	2037	1,03	0,03	-
30,5	40,0	20	0,15	3021	1,53	0,01	-
40,9	39,6	20	0,21	4090	2,07	0,02	0,98
51,0	39,4	20	0,26	5122	2,59	0,02	0,57
60,9	39,1	20	0,31	6168	3,11	0,03	0,68
71,2	39,1	20	0,36	7212	3,64	0,07	0,78
80,2	39,4	20	0,41	8059	4,07	0,07	0,82
90,9	39,8	20	0,46	9042	4,57	0,13	0,88
100,2	39,9	20	0,50	9955	5,03	0,35	0,92
110,2	39,9	20	0,55	10934	5,52	0,59	0,92
120,0	40,0	20	0,60	11877	6,00	0,57	0,96
130,9	40,6	20	0,65	12779	6,45	0,34	1,04
140,1	40,6	20	0,69	13671	6,90	0,30	1,04
150,4	40,5	20	0,74	14693	7,42	0,26	1,04
159,9	40,6	20	0,79	15610	7,88	0,19	1,05
170,0	40,8	20	0,83	16491	8,33	0,10	1,05
180,3	40,8	20	0,88	17514	8,84	0,07	1,05
189,7	40,4	20	0,94	18614	9,40	0,03	1,05
199,5	40,1	20	0,99	19699	9,95	0,03	2,03

d20m3k0

Vazão [l/s]	Nível [cm]	T [°C]	U [m/s]	Re	V _r	Sinal Transversal	
						A/D	f _d /f _{na}
10,4	39,7	18	0,05	989	0,89	0,01	-
20,0	39,8	18	0,10	1894	1,71	0,03	-
30,6	39,8	18	0,15	2899	2,61	0,06	1,03
40,6	39,1	18	0,21	3912	3,53	0,03	0,80
51,1	39,4	18	0,26	4893	4,41	0,09	0,93
60,2	39,1	18	0,31	5809	5,24	0,32	0,96
70,2	39,2	18	0,36	6761	6,10	0,44	1,03
80,3	39,5	18	0,41	7665	6,91	0,20	1,06
91,0	40,0	18	0,46	8587	7,75	0,07	1,10
100,4	40,0	18	0,50	9472	8,54	0,03	1,10
110,4	40,4	18	0,55	10296	9,29	0,02	1,89
120,9	40,7	18	0,59	11213	10,11	0,02	2,06
130,8	40,2	19	0,65	12563	11,06	0,02	2,29
140,5	40,5	19	0,69	13408	11,80	0,02	1,10
150,2	40,4	19	0,74	14386	12,66	0,02	2,56
160,2	40,9	19	0,78	15131	13,31	0,02	2,76
169,8	40,3	19	0,84	16272	14,32	0,02	2,92
180,1	40,0	19	0,90	17412	15,32	0,02	3,16
189,8	40,2	19	0,95	18270	16,08	0,02	3,29
200,7	39,8	19	1,01	19481	17,14	0,02	3,49

d20m3km

Vazão [l/s]	Nível [cm]	T [°C]	U [m/s]	Re	V _r	Sinal Transversal	
						A/D	f _d /f _{na}
9,8	39,7	19	0,05	954	0,55	0,01	-
20,5	40,1	19	0,10	1977	1,15	0,02	-
30,0	39,5	19	0,15	2933	1,71	0,02	-
40,5	39,5	19	0,21	3962	2,30	0,01	0,99
51,1	39,3	19	0,26	5024	2,92	0,01	0,99
61,1	39,4	19	0,31	5993	3,48	0,02	0,77
69,6	38,8	19	0,36	6938	4,03	0,04	0,94
81,0	39,3	19	0,41	7965	4,63	0,11	0,94
90,0	39,4	19	0,46	8833	5,13	0,23	0,97
100,8	39,8	19	0,51	9782	5,69	0,43	0,97
109,4	40,1	19	0,55	10542	6,13	0,42	1,01
120,8	40,3	19	0,60	11594	6,74	0,25	1,08
129,7	40,4	19	0,64	12420	7,22	0,23	1,08
140,6	40,6	19	0,69	13390	7,78	0,16	1,08
150,4	40,9	19	0,74	14213	8,26	0,04	1,10
159,8	41,0	19	0,78	15077	8,77	0,04	1,10
169,7	40,7	19	0,83	16102	9,36	0,04	1,10
179,5	40,8	19	0,88	16999	9,88	0,02	2,02
189,5	40,4	19	0,94	18147	10,55	0,03	2,15
201,6	39,7	19	1,01	19610	11,40	0,03	2,30

d20m4k0

Vazão [l/s]	Nível [cm]	T [°C]	U [m/s]	Re	V _r	Sinal Transversal	
						A/D	f _d /f _{na}
9,9	39,8	18	0,05	938	0,87	0,01	-
21,0	40,4	18	0,10	1958	1,81	0,01	0,99
30,6	39,9	18	0,15	2890	2,67	0,03	0,95
39,7	39,2	18	0,20	3824	3,53	0,02	0,82
50,6	39,4	18	0,26	4840	4,47	0,10	0,92
61,6	39,4	18	0,31	5902	5,45	0,38	0,99
72,1	39,1	18	0,37	6952	6,42	0,27	1,06
81,2	39,1	18	0,42	7831	7,24	0,11	1,06
89,8	39,3	18	0,46	8621	7,97	0,02	1,09
101,3	39,7	18	0,51	9620	8,89	0,02	1,87
112,1	39,9	18	0,56	10604	9,80	0,01	2,04
121,4	39,3	18	0,62	11639	10,75	0,02	2,25
129,8	39,1	18	0,66	12533	11,58	0,02	2,38
140,4	39,3	18	0,72	13484	12,46	0,02	2,62
150,4	39,5	18	0,76	14348	13,26	0,02	2,79
160,0	39,6	18	0,81	15220	14,06	0,03	2,89
169,4	39,5	18	0,86	16157	14,93	0,03	3,13
180,3	39,9	18	0,90	17055	15,76	0,02	3,33
189,5	39,8	18	0,95	17943	16,58	0,02	3,44
201,4	40,0	18	1,01	19005	17,56	0,02	3,57

d20m4km

Vazão [l/s]	Nível [cm]	T [°C]	U [m/s]	Re	V _r	Sinal Transversal	
						A/D	f _d /f _{na}
10,5	40,1	18	0,05	987	0,61	0,01	-
19,6	40,0	18	0,10	1849	1,14	0,01	-
30,6	39,9	18	0,15	2895	1,79	0,02	0,98
41,2	39,5	18	0,21	3938	2,43	0,01	1,00
50,8	39,4	18	0,26	4864	3,00	0,02	0,98
60,3	38,8	18	0,31	5866	3,62	0,03	0,98
70,6	38,9	18	0,36	6841	4,22	0,06	0,93
79,9	39,3	18	0,41	7663	4,73	0,13	0,93
90,5	39,6	18	0,46	8625	5,32	0,19	0,98
99,4	39,7	18	0,50	9452	5,83	0,42	1,00
109,9	39,9	18	0,55	10394	6,41	0,30	1,04
121,8	40,4	18	0,60	11381	7,02	0,22	1,07
129,4	40,3	18	0,64	12110	7,47	0,15	1,07
140,0	40,5	18	0,69	13025	8,03	0,05	1,09
149,7	40,7	18	0,74	13868	8,55	0,05	1,09
159,8	40,3	18	0,79	14945	9,22	0,04	1,09
170,1	40,5	18	0,84	15859	9,78	0,04	1,09
182,4	40,4	18	0,90	17016	10,49	0,05	2,13
190,1	39,4	18	0,97	18199	11,22	0,05	2,34
199,8	39,1	18	1,02	19262	11,88	0,10	2,43

d20m5k0

Vazão [l/s]	Nível [cm]	T [°C]	U [m/s]	Re	V _r	Sinal Transversal	
						A/D	f _d /f _{na}
10,2	40,0	17	0,05	938	0,91	0,01	-
19,9	40,2	17	0,10	1820	1,76	0,02	-
30,6	39,9	17	0,15	2823	2,73	0,01	0,63
41,0	39,8	17	0,21	3786	3,66	0,02	0,87
51,7	39,8	17	0,26	4779	4,62	0,10	0,94
61,8	39,7	17	0,31	5722	5,54	0,34	1,01
71,4	39,4	17	0,36	6666	6,45	0,28	1,04
81,0	39,6	17	0,41	7528	7,28	0,16	1,08
91,5	40,2	17	0,46	8374	8,10	0,03	1,08
99,4	40,7	17	0,49	8981	8,69	0,02	1,84
109,7	41,3	17	0,53	9767	9,45	0,05	2,01
121,4	41,8	17	0,58	10682	10,33	0,04	2,15
130,0	41,1	17	0,63	11623	11,25	0,04	2,36
140,6	41,4	17	0,68	12477	12,07	0,04	2,54
149,2	41,4	17	0,72	13257	12,83	0,05	2,71
160,4	41,5	17	0,77	14204	13,74	0,04	2,85
169,8	41,2	17	0,82	15168	14,68	0,05	3,02
180,1	40,6	17	0,89	16318	15,79	0,06	3,30
190,4	40,5	17	0,94	17312	16,75	0,05	3,47
199,4	39,9	17	1,00	18372	17,78	0,06	3,65

d20m5km

Vazão [l/s]	Nível [cm]	T [°C]	U [m/s]	Re	V _r	Sinal Transversal	
						A/D	f _d /f _{na}
10,8	40,0	18	0,05	1019	0,64	0,02	-
19,2	40,2	18	0,10	1803	1,14	0,01	-
31,3	40,0	18	0,16	2948	1,86	0,02	1,00
41,0	39,4	18	0,21	3921	2,47	0,01	1,00
50,7	39,0	18	0,26	4901	3,09	0,02	0,67
60,6	39,1	18	0,31	5842	3,68	0,03	0,97
71,3	39,4	18	0,36	6826	4,30	0,07	0,93
81,9	39,6	18	0,41	7800	4,91	0,13	0,95
91,6	39,9	18	0,46	8664	5,46	0,27	0,97
101,0	39,6	18	0,51	9613	6,05	0,34	1,00
111,1	39,9	18	0,56	10494	6,61	0,23	1,04
120,6	40,2	18	0,60	11312	7,12	0,18	1,07
129,8	40,4	18	0,64	12117	7,63	0,12	1,07
139,7	40,6	18	0,69	12983	8,18	0,06	1,09
150,0	40,6	18	0,74	13922	8,77	0,05	1,11
159,4	40,3	18	0,79	14902	9,39	0,05	1,11
170,0	40,3	18	0,84	15909	10,02	0,07	2,09
180,2	40,1	18	0,90	16941	10,67	0,07	2,20
190,8	39,8	18	0,96	18100	11,40	0,04	2,37
200,9	40,2	18	1,00	18865	11,88	0,09	2,43

d25m1k0

Vazão [l/s]	Nível [cm]	T [°C]	U [m/s]	Re	V _r	Sinal Transversal	
						A/D	f _d /f _{na}
10,6	40,3	20,5	0,05	1319	0,68	0,00	-
21,0	40,7	20,5	0,10	2583	1,33	0,00	-
31,1	40,5	20,5	0,15	3849	1,98	0,01	1,01
40,5	39,8	20,5	0,20	5093	2,62	0,01	1,01
50,9	39,8	20,5	0,26	6405	3,30	0,02	0,73
60,9	39,7	20,5	0,31	7678	3,95	0,05	0,85
70,1	39,5	20,5	0,36	8901	4,58	0,15	0,95
80,3	39,7	20	0,40	10025	5,23	0,39	0,95
90,0	40,6	20	0,44	10983	5,73	0,61	0,95
100,4	40,7	20	0,49	12199	6,36	0,66	0,98
110,1	41,6	20	0,53	13118	6,84	0,64	1,01
120,0	41,3	21	0,58	14723	7,49	0,09	1,10
130,4	41,5	20,5	0,63	15758	8,12	0,04	1,10
140,3	41,6	20,5	0,68	16919	8,71	0,06	1,10
150,4	41,5	20,5	0,72	18147	9,35	0,10	1,10
159,5	41,0	20,5	0,78	19486	10,04	0,04	1,14
170,0	41,0	20,5	0,83	20785	10,71	0,05	1,16
179,6	41,2	20,5	0,87	21825	11,24	0,05	2,27
190,1	41,1	20,5	0,93	23182	11,94	0,05	2,43
201,0	40,4	20,5	1,00	24958	12,85	0,07	2,62

d25m2k0

Vazão [l/s]	Nível [cm]	T [°C]	U [m/s]	Re	V _r	Sinal Transversal	
						A/D	f _d /f _{na}
10,6	40,1	21	0,05	1340	0,73	0,06	-
21,2	40,4	21	0,10	2658	1,44	0,06	-
30,8	39,8	21	0,15	3926	2,13	0,05	0,97
40,5	39,3	21	0,21	5230	2,84	0,02	0,64
50,5	39,6	21	0,26	6472	3,51	0,04	0,77
61,0	39,4	21	0,31	7858	4,26	0,10	0,91
70,3	40,0	21	0,35	8913	4,83	0,23	0,91
80,6	39,9	21	0,40	10244	5,55	0,55	0,94
90,4	40,1	21	0,45	11436	6,20	0,57	0,97
100,2	40,7	21	0,49	12487	6,77	0,22	1,08
110,3	40,8	21	0,54	13697	7,43	0,06	1,11
120,5	40,2	21	0,60	15210	8,25	0,02	1,11
130,2	40,7	21	0,64	16228	8,80	0,02	1,78
140,3	41,3	21	0,68	17212	9,33	0,03	1,88
150,2	41,2	21	0,73	18505	10,03	0,03	1,08
160,0	40,7	21	0,79	19916	10,80	0,04	2,22
170,0	40,8	21	0,83	21103	11,44	0,07	1,14
180,0	41,1	21	0,88	22188	12,03	0,05	1,11
190,3	41,0	21	0,93	23508	12,75	0,05	2,55
200,5	40,8	21	0,98	24932	13,52	0,07	2,75

d25m3k0

Vazão [l/s]	Nível [cm]	T [°C]	U [m/s]	Re	V _r	Sinal Transversal	
						A/D	f _d /f _{na}
10,2	39,8	18	0,05	1207	0,78	0,01	-
20,9	40,3	18	0,10	2448	1,57	0,01	-
31,0	39,9	18	0,16	3664	2,36	0,02	0,96
40,6	39,4	18	0,21	4863	3,13	0,01	0,70
50,3	39,0	18	0,26	6080	3,91	0,03	0,89
60,3	39,2	18	0,31	7249	4,66	0,14	0,92
69,5	39,3	18	0,35	8337	5,36	0,25	0,96
79,5	39,4	18	0,40	9504	6,11	0,32	1,03
91,4	39,6	18	0,46	10893	7,00	0,18	1,11
99,7	39,1	18	0,51	12018	7,73	0,04	1,11
111,5	39,5	18	0,56	13310	8,56	0,03	1,11
121,9	39,7	18	0,61	14472	9,30	0,03	1,85
130,0	39,6	18	0,66	15479	9,95	0,03	2,03
139,8	39,7	18	0,70	16583	10,66	0,03	2,18
150,5	40,1	18	0,75	17701	11,38	0,03	2,33
160,2	39,8	18	0,81	18982	12,20	0,03	2,52
169,7	39,5	18	0,86	20275	13,03	0,03	2,63
179,5	39,4	18	0,91	21471	13,80	0,04	2,81
187,4	39,3	18	0,95	22471	14,45	0,04	2,96
200,5	39,8	18	1,01	23747	15,26	0,04	3,11

d25m3km

Vazão [l/s]	Nível [cm]	T [°C]	U [m/s]	Re	V _r	Sinal Transversal	
						A/D	f _d /f _{na}
10,4	39,8	18,5	0,05	1247	0,53	0,01	-
21,2	40,3	18,5	0,11	2510	1,06	0,02	-
29,5	39,7	19	0,15	3594	1,50	0,01	0,98
40,6	39,2	19	0,21	4999	2,08	0,02	1,01
51,5	39,6	19	0,26	6284	2,62	0,04	1,01
61,5	39,3	19	0,31	7568	3,16	0,03	0,69
70,7	39,0	19	0,36	8752	3,65	0,03	0,79
81,3	38,6	19	0,42	10186	4,25	0,08	0,91
90,4	39,1	19	0,46	11177	4,66	0,12	0,93
99,6	39,6	19	0,50	12162	5,07	0,19	0,93
110,4	40,0	19	0,55	13325	5,56	0,56	0,96
120,3	40,3	19	0,60	14422	6,01	0,58	0,96
130,6	40,5	19	0,64	15580	6,50	0,38	1,03
140,5	40,2	19	0,70	16874	7,04	0,27	1,06
150,5	40,2	19	0,75	18089	7,54	0,24	1,06
160,2	40,1	19	0,80	19299	8,05	0,15	1,08
169,7	39,9	19	0,85	20530	8,56	0,04	1,11
179,4	40,0	19	0,90	21650	9,03	0,03	1,11
190,2	40,0	19	0,95	22978	9,58	0,03	1,11
203,2	38,5	19	1,05	25479	10,63	0,02	2,19

d25m4k0

Vazão [l/s]	Nível [cm]	T [°C]	U [m/s]	Re	V _r	Sinal Transversal	
						A/D	f _d /f _{na}
10,3	40,0	18	0,05	1214	0,80	0,02	-
21,2	40,4	18	0,10	2471	1,64	0,02	0,95
30,0	39,8	18	0,15	3555	2,36	0,02	0,95
40,8	39,4	18	0,21	4881	3,24	0,02	0,73
50,1	39,4	18	0,25	6000	3,98	0,06	0,84
60,1	40,0	18	0,30	7084	4,70	0,16	0,91
70,9	40,5	18	0,35	8245	5,47	0,44	0,95
80,1	40,1	18	0,40	9412	6,24	0,30	1,03
91,5	40,0	18	0,46	10783	7,15	0,09	1,07
101,2	40,0	18	0,51	11921	7,90	0,03	1,07
112,4	40,2	18	0,56	13181	8,74	0,02	1,79
121,2	40,2	18	0,60	14226	9,43	0,03	1,95
130,3	40,2	18	0,65	15296	10,14	0,01	2,10
140,2	40,4	18	0,69	16372	10,85	0,01	2,29
149,9	40,5	18	0,74	17452	11,57	0,02	2,40
162,1	40,4	18	0,80	18894	12,52	0,03	2,55
171,1	40,2	18	0,85	20044	13,29	0,03	2,71
180,1	39,9	18	0,90	21280	14,11	0,02	2,90
187,7	39,7	18	0,95	22287	14,77	0,03	3,05
202,1	40,1	18	1,01	23732	15,73	0,02	3,24

d25m4km

Vazão [l/s]	Nível [cm]	T [°C]	U [m/s]	Re	V _r	Sinal Transversal	
						A/D	f _d /f _{na}
10,4	39,9	17	0,05	1198	0,56	0,01	-
20,8	40,0	17	0,10	2390	1,11	0,01	-
29,8	39,5	17	0,15	3468	1,61	0,01	-
39,7	39,2	17	0,20	4656	2,16	0,01	1,02
49,8	39,2	17	0,25	5840	2,71	0,01	1,02
60,4	39,4	17,5	0,31	7129	3,27	0,01	0,70
69,1	39,7	17,5	0,35	8105	3,71	0,02	0,96
80,2	40,4	17,5	0,40	9232	4,23	0,06	0,91
91,7	40,5	17,5	0,45	10548	4,83	0,13	0,94
101,0	40,5	17,5	0,50	11621	5,33	0,22	0,96
111,6	40,2	17,5	0,56	12930	5,92	0,44	0,99
119,7	40,2	17,5	0,60	13859	6,35	0,43	1,02
129,4	40,4	17,5	0,64	14921	6,84	0,24	1,07
139,5	40,3	17,5	0,69	16108	7,38	0,19	1,09
150,4	40,8	17,5	0,74	17152	7,86	0,09	1,09
159,4	40,9	17,5	0,78	18155	8,32	0,08	1,09
169,8	40,5	17,5	0,84	19540	8,95	0,03	1,12
179,0	40,5	17,5	0,88	20563	9,42	0,05	1,12
190,2	40,4	17,5	0,94	21931	10,05	0,04	1,12
199,7	39,9	17,5	1,00	23289	10,67	0,05	2,13

d25m5k0

Vazão [l/s]	Nível [cm]	T [°C]	U [m/s]	Re	V _r	Sinal Transversal	
						A/D	f _d /f _{na}
9,7	40,2	16,5	0,05	1095	0,78	0,06	-
21,9	41,6	16,5	0,11	2392	1,71	0,04	-
31,6	41,1	16,5	0,15	3493	2,50	0,02	-
41,0	40,4	16,5	0,20	4603	3,30	0,03	0,72
51,7	39,8	16,5	0,26	5890	4,22	0,08	0,91
60,5	39,5	16,5	0,31	6959	4,99	0,22	0,95
71,2	39,7	16,5	0,36	8132	5,83	0,40	0,99
82,3	39,9	16,5	0,41	9359	6,70	0,24	1,07
89,8	39,9	16,5	0,45	10206	7,31	0,10	1,07
103,0	40,7	16,5	0,51	11482	8,22	0,03	1,07
111,7	40,9	16,5	0,55	12391	8,88	0,03	1,87
121,1	41,0	16,5	0,59	13408	9,60	0,03	1,98
129,8	40,6	16,5	0,64	14519	10,40	0,04	2,14
140,5	40,8	16,5	0,69	15629	11,20	0,04	1,07
149,6	40,6	16,5	0,74	16727	11,98	0,02	2,46
159,6	40,9	16,5	0,78	17710	12,69	0,04	2,58
169,9	41,2	16,5	0,82	18703	13,40	0,07	2,82
179,9	40,8	16,5	0,88	20038	14,35	0,09	2,98
189,3	40,6	16,5	0,93	21168	15,16	0,08	3,13
200,4	40,5	16,5	0,99	22452	16,08	0,14	3,30

d25m5km

Vazão [l/s]	Nível [cm]	T [°C]	U [m/s]	Re	V _r	Sinal Transversal	
						A/D	f _d /f _{na}
9,4	41,4	17	0,05	1044	0,51	0,00	-
19,6	41,9	17	0,09	2149	1,04	0,00	-
30,3	41,4	17	0,15	3367	1,63	0,00	1,01
40,0	40,4	17	0,20	4557	2,21	0,00	0,49
49,8	39,7	17	0,25	5769	2,80	0,01	1,03
60,5	39,6	17	0,31	7026	3,41	0,01	0,74
69,2	39,8	17	0,35	7994	3,87	0,03	0,92
80,5	40,0	17	0,40	9252	4,48	0,08	0,92
89,4	40,1	17	0,45	10256	4,97	0,15	0,95
100,5	40,3	17	0,50	11468	5,56	0,38	0,98
109,4	40,6	17	0,54	12379	6,00	0,50	1,01
120,0	41,0	17	0,59	13465	6,53	0,31	1,06
130,2	40,6	17	0,64	14742	7,15	0,17	1,09
140,0	40,0	17	0,70	16085	7,80	0,04	1,09
150,3	40,2	17	0,75	17197	8,34	0,02	1,11
159,7	40,2	17	0,80	18286	8,86	0,02	1,11
169,5	40,3	17	0,84	19324	9,37	0,02	1,11
180,5	40,2	17	0,90	20654	10,01	0,01	1,11
190,5	40,0	17	0,95	21894	10,61	0,01	1,14
201,0	39,9	17	1,01	23164	11,23	0,01	2,23

d32m1k0

Vazão [l/s]	Nível [cm]	T [°C]	U [m/s]	Re	V _r	Sinal Transversal	
						A/D	f _d /f _{na}
10,3	40,0	21	0,05	1670	0,59	0,01	-
20,6	40,4	21	0,10	3311	1,16	0,02	-
30,2	40,4	21	0,15	4848	1,70	0,01	1,03
40,1	39,9	21	0,20	6530	2,30	0,02	0,46
50,9	40,2	21	0,25	8208	2,88	0,05	0,53
60,8	39,5	21	0,31	9996	3,51	0,04	0,75
70,6	39,5	21	0,36	11598	4,08	0,10	0,85
81,5	39,8	21	0,41	13281	4,67	0,21	0,89
90,6	40,4	21	0,45	14555	5,12	0,31	0,93
100,5	40,3	21	0,50	16193	5,69	0,61	0,96
110,0	40,7	21,5	0,54	17762	6,17	0,77	0,96
120,9	41,1	21,5	0,59	19319	6,71	0,82	1,00
131,2	41,7	21,5	0,63	20640	7,17	0,78	1,00
140,3	41,3	21,5	0,68	22308	7,75	0,19	1,14
150,2	40,9	21,5	0,73	24104	8,37	0,10	1,14
160,0	40,7	21,5	0,79	25804	8,96	0,08	1,14
169,9	40,8	21,5	0,83	27375	9,51	0,05	1,18
179,9	40,5	21,5	0,89	29158	10,13	0,05	1,18
189,5	40,4	21,5	0,94	30845	10,71	0,05	1,21
200,2	40,5	21,5	0,99	32433	11,26	0,04	1,18

d32m2k0

Vazão [l/s]	Nível [cm]	T [°C]	U [m/s]	Re	V _r	Sinal Transversal	
						A/D	f _d /f _{na}
10,6	40,3	22	0,05	1748	0,63	0,01	17,08
21,5	40,7	22	0,11	3510	1,27	0,02	17,08
30,9	40,5	22	0,15	5073	1,84	0,05	0,98
40,4	40,2	22	0,20	6678	2,42	0,04	0,49
51,8	40,2	22	0,26	8565	3,11	0,04	0,68
61,0	40,0	22	0,30	10129	3,68	0,05	0,79
70,0	39,3	22	0,36	11829	4,30	0,13	0,87
80,2	40,0	22	0,40	13309	4,83	0,26	0,90
90,3	40,4	22	0,45	14860	5,40	0,50	0,90
101,5	40,2	22	0,50	16764	6,09	0,69	0,98
110,6	41,1	22	0,54	17888	6,50	0,72	0,98
120,8	41,0	22	0,59	19578	7,11	0,21	1,09
130,4	41,4	22	0,63	20914	7,59	0,14	1,13
140,2	40,8	22	0,69	22825	8,29	0,04	1,13
150,0	41,2	22	0,73	24220	8,79	0,04	1,13
160,1	41,5	22	0,77	25661	9,32	0,04	1,13
169,8	41,4	22	0,82	27265	9,90	0,04	1,13
180,0	41,0	22	0,88	29163	10,59	0,04	1,13
190,1	40,9	22	0,93	30913	11,22	0,05	1,17
200,0	40,3	21	0,99	32248	11,99	0,03	1,17

d32m3k0

Vazão [l/s]	Nível [cm]	T [°C]	U [m/s]	Re	V _r	Sinal Transversal	
						A/D	f _d /f _{na}
10,7	41,2	22	0,05	1726	0,71	0,01	-
21,0	40,6	22	0,10	3436	1,41	0,05	-
31,2	40,6	22	0,15	5107	2,10	0,01	0,98
40,1	40,1	22	0,20	6641	2,73	0,05	0,51
50,0	39,9	22	0,25	8333	3,42	0,03	0,72
60,4	40,0	22	0,30	10043	4,12	0,09	0,85
71,5	39,9	22	0,36	11914	4,89	0,30	0,90
80,1	40,2	22	0,40	13259	5,44	0,52	0,94
90,4	40,5	22	0,45	14835	6,09	0,53	0,98
100,3	40,5	22	0,50	16454	6,76	0,29	1,07
110,1	41,6	22	0,53	17605	7,23	0,23	1,07
120,5	40,7	22	0,59	19680	8,08	0,03	1,07
130,2	41,1	22	0,63	21053	8,65	0,02	1,71
140,3	41,7	22	0,67	22345	9,18	0,02	1,83
150,2	41,5	22	0,72	24026	9,87	0,02	1,96
160,0	41,4	22	0,77	25670	10,54	0,02	2,09
170,5	41,0	22	0,83	27641	11,35	0,04	2,26
180,3	41,1	22	0,88	29167	11,98	0,02	1,15
190,0	41,2	22	0,92	30673	12,60	0,03	2,47
200,6	40,9	22	0,98	32580	13,38	0,02	2,60

d32m4k0

Vazão [l/s]	Nível [cm]	T [°C]	U [m/s]	Re	V _r	Sinal Transversal	
						A/D	f _d /f _{na}
10,4	40,0	18	0,05	1568	0,78	0,06	-
20,8	40,4	18	0,10	3108	1,55	0,01	0,99
31,0	40,0	18	0,15	4675	2,33	0,02	-
40,6	39,3	18	0,21	6235	3,11	0,02	0,70
50,6	39,5	18	0,26	7731	3,85	0,05	0,85
61,0	39,4	18	0,31	9351	4,66	0,19	0,94
73,1	39,3	18	0,37	11220	5,59	0,36	0,99
82,4	39,6	18	0,42	12549	6,25	0,40	1,03
90,6	39,3	17	0,46	13558	6,92	0,34	1,08
100,1	39,6	17	0,51	14864	7,59	0,18	1,13
111,1	40,3	17	0,55	16239	8,29	0,03	1,08
120,3	40,0	17	0,60	17681	9,03	0,02	1,08
129,8	40,4	17	0,64	18897	9,65	0,02	1,97
139,9	40,5	17	0,69	20337	10,38	0,02	2,16
150,2	40,8	17	0,74	21646	11,05	0,03	2,25
160,5	41,1	17	0,78	23007	11,75	0,03	2,39
169,2	40,4	17	0,84	24669	12,60	0,03	2,53
181,0	40,7	17	0,89	26187	13,37	0,03	2,72
190,1	40,2	17	0,95	27864	14,23	0,03	2,87
199,3	39,8	17	1,00	29473	15,05	0,04	3,05

d32m4km

Vazão [l/s]	Nível [cm]	T [°C]	U [m/s]	Re	V _r	Sinal Transversal	
						A/D	f _d /f _{na}
9,6	39,7	17,5	0,05	1439	0,48	0,02	-
21,3	40,5	17,5	0,11	3131	1,05	0,01	-
30,5	40,0	17,5	0,15	4547	1,53	0,01	-
39,8	39,2	17,5	0,20	6043	2,03	0,01	1,03
50,3	39,5	17,5	0,25	7593	2,55	0,02	1,03
60,5	39,2	17,5	0,31	9199	3,09	0,05	1,06
71,7	39,2	17,5	0,37	10909	3,67	0,06	1,06
81,1	39,4	17,5	0,41	12256	4,12	0,12	0,88
90,9	39,4	17,5	0,46	13762	4,63	0,23	0,94
100,1	39,7	17,5	0,50	15033	5,05	0,28	1,00
109,6	40,0	17,5	0,55	16309	5,48	0,36	0,97
119,7	40,1	17,5	0,60	17787	5,98	0,46	0,97
129,5	40,8	17,5	0,64	18922	6,36	0,31	1,03
141,1	40,5	17,5	0,70	20744	6,97	0,12	1,10
150,5	40,6	17,5	0,74	22065	7,42	0,09	1,10
160,0	40,5	17,5	0,79	23543	7,91	0,04	1,13
169,4	39,7	17,5	0,85	25407	8,54	0,03	1,19
179,5	39,6	17,5	0,91	27003	9,08	0,03	1,19
188,5	39,4	17,5	0,96	28537	9,59	0,03	1,35
201,0	39,3	17,5	1,02	30510	10,26	0,03	1,35

d32m5k0

Vazão [l/s]	Nível [cm]	T [°C]	U [m/s]	Re	V _r	Sinal Transversal	
						A/D	f _d /f _{na}
10,4	40,9	17	0,05	1496	0,77	0,00	-
19,5	40,3	17	0,10	2844	1,47	0,00	1,00
30,2	40,1	17	0,15	4429	2,29	0,00	0,52
40,0	39,2	16,5	0,20	5924	3,11	0,01	0,67
50,3	39,6	16,5	0,25	7375	3,87	0,04	0,86
59,6	40,0	16,5	0,30	8658	4,54	0,10	0,91
70,1	40,5	16,5	0,35	10068	5,28	0,30	0,95
81,2	40,9	16,5	0,40	11542	6,06	0,42	1,00
91,0	40,4	16,5	0,45	13082	6,86	0,28	1,10
100,7	40,3	16,5	0,50	14528	7,62	0,12	1,14
110,5	40,4	16,5	0,55	15878	8,33	0,03	1,14
119,2	40,3	16,5	0,59	17192	9,02	0,02	1,81
129,6	40,4	16,5	0,64	18644	9,78	0,03	1,10
140,0	40,8	16,5	0,69	19952	10,47	0,02	2,15
150,6	40,6	16,5	0,74	21581	11,32	0,03	1,14
159,7	40,5	16,5	0,79	22910	12,02	0,03	1,10
169,7	40,6	16,5	0,84	24269	12,73	0,02	2,53
179,4	40,4	16,5	0,89	25808	13,54	0,03	2,72
189,7	40,4	16,5	0,94	27269	14,31	0,02	2,81
200,0	40,2	16,5	1,00	28925	15,18	0,02	3,05

d32m5km

Vazão [l/s]	Nível [cm]	T [°C]	U [m/s]	Re	V _r	Sinal Transversal	
						A/D	f _d /f _{na}
9,8	40,7	16	0,05	1383	0,50	0,00	-
21,2	40,8	16	0,10	2979	1,07	0,01	-
29,7	40,6	16	0,15	4199	1,51	0,00	1,00
40,6	40,4	16	0,20	5769	2,07	0,00	1,00
49,9	40,0	16	0,25	7159	2,57	0,01	1,03
61,2	40,3	16	0,30	8707	3,13	0,01	0,68
71,2	39,8	16	0,36	10265	3,69	0,03	0,81
80,8	39,5	16	0,41	11739	4,22	0,07	0,90
90,3	39,6	16	0,46	13074	4,70	0,12	0,93
100,2	40,0	16	0,50	14380	5,17	0,24	0,97
111,6	40,4	16	0,55	15837	5,69	0,38	0,97
122,2	41,0	16	0,60	17093	6,15	0,46	0,97
130,4	40,7	16	0,64	18375	6,61	0,16	1,06
140,1	40,3	16	0,70	19947	7,17	0,10	1,10
150,0	40,3	16	0,74	21356	7,68	0,04	1,10
159,9	40,3	16	0,79	22755	8,18	0,04	1,10
168,6	40,1	16	0,84	24148	8,68	0,03	1,10
182,4	40,5	16	0,90	25842	9,29	0,03	1,10
191,8	40,5	16	0,95	27150	9,76	0,02	1,10
200,9	40,7	16	0,99	28330	10,18	0,02	1,10

d40m2k0

Vazão [l/s]	Nível [cm]	T [°C]	U [m/s]	Re	V _r	Sinal Transversal	
						A/D	f _d /f _{na}
10,5	40,6	22	0,05	2148	0,60	0,01	-
20,2	40,6	22	0,10	4131	1,16	0,00	-
31,2	40,9	2	0,15	3658	1,78	0,01	-
40,5	40,0	22	0,20	8401	2,36	0,02	-
50,7	40,4	22	0,25	10422	2,93	0,06	0,55
59,8	39,8	22	0,30	12486	3,51	0,03	0,78
70,6	39,7	22	0,36	14783	4,16	0,10	0,87
81,3	40,1	22	0,41	16845	4,74	0,23	0,87
90,4	40,2	22	0,45	18667	5,25	0,31	0,91
100,4	40,9	22	0,49	20404	5,74	0,41	0,96
110,3	40,8	22	0,54	22453	6,32	0,79	1,00
120,4	41,2	22	0,59	24304	6,84	0,81	1,00
130,5	41,2	22	0,63	26341	7,41	0,36	-
140,0	40,7	22	0,69	28565	8,03	0,16	1,14
150,3	41,0	22	0,73	30465	8,57	0,06	1,14
160,2	41,0	22	0,78	32490	9,14	0,03	1,19
169,8	40,7	22	0,84	34689	9,76	0,04	1,19
180,1	40,9	22	0,88	36622	10,30	0,04	1,19
190,6	40,9	22	0,93	38685	10,88	0,03	1,19
200,0	40,3	22	0,99	41178	11,58	0,04	1,19

d40m3k0

Vazão [l/s]	Nível [cm]	T [°C]	U [m/s]	Re	V _r	Sinal Transversal	
						A/D	f _d /f _{na}
10,7	40,5	22	0,05	2194	0,70	0,01	-
21,3	40,9	22	0,10	4325	1,38	0,01	0,99
30,7	40,5	22	0,15	6301	2,02	0,02	0,99
40,4	39,8	22	0,20	8422	2,70	0,11	-
50,2	40,2	22	0,25	10376	3,32	0,07	0,73
61,0	40,2	22	0,30	12620	4,04	0,09	0,83
70,1	39,5	22	0,36	14747	4,72	0,21	0,88
80,1	40,4	22	0,40	16473	5,27	0,31	0,94
90,4	40,8	22	0,44	18419	5,90	0,70	0,99
100,5	40,2	22	0,50	20744	6,64	0,37	1,09
110,2	40,6	22	0,54	22542	7,22	0,28	1,10
120,3	40,8	22	0,59	24471	7,83	0,20	1,09
129,8	41,2	22,5	0,63	26484	8,38	0,07	1,14
140,3	41,0	22,5	0,68	28784	9,11	0,04	1,14
150,7	41,5	22,5	0,73	30552	9,67	0,05	1,14
160,3	41,9	22,5	0,77	32191	10,19	0,03	1,97
170,0	41,2	22,5	0,83	34712	10,98	0,03	2,13
180,2	41,4	22,5	0,87	36607	11,58	0,03	2,23
190,2	41,3	22,5	0,92	38684	12,24	0,05	2,34
200,3	41,0	22,5	0,98	41049	12,99	0,08	2,49

d40m4k0

Vazão [l/s]	Nível [cm]	T [°C]	U [m/s]	Re	V _r	Sinal Transversal	
						A/D	f _d /f _{na}
10,3	41,0	23	0,05	2137	0,72	0,01	-
20,1	41,1	23	0,10	4154	1,40	0,01	0,95
30,8	40,7	23	0,15	6435	2,17	0,01	0,45
40,9	40,9	23	0,20	8511	2,88	0,01	0,67
51,1	40,3	23	0,25	10782	3,64	0,04	0,79
61,5	40,4	23	0,30	12954	4,38	0,13	0,90
71,7	40,0	23	0,36	15224	5,14	0,33	0,90
80,1	40,1	23	0,40	16985	5,74	0,53	0,95
89,8	40,6	23	0,44	18798	6,35	0,48	1,01
100,9	41,3	23	0,49	20784	7,02	0,36	1,07
110,8	41,5	23	0,53	22691	7,67	0,22	1,07
121,0	41,8	23	0,58	24596	8,31	0,06	1,12
130,2	41,8	23	0,62	26484	8,95	0,04	1,12
141,1	41,5	23	0,68	28902	9,77	0,04	1,91
150,1	41,3	23	0,73	30940	10,46	0,03	2,02
160,1	41,0	23	0,78	33223	11,23	0,04	2,19
170,3	41,5	23	0,82	34870	11,78	0,04	2,25
180,0	40,9	23	0,88	37456	12,66	0,03	2,47
191,9	40,6	23	0,94	40149	13,57	0,03	2,58
200,3	40,1	23	1,00	42516	14,37	0,03	2,80

d40m5k0

Vazão [l/s]	Nível [cm]	T [°C]	U [m/s]	Re	V _r	Sinal Transversal	
						A/D	f _d /f _{na}
10,2	41,0	16	0,05	1782	0,73	0,00	-
20,0	40,8	16	0,10	3512	1,44	0,01	1,04
29,8	40,4	16	0,15	5297	2,17	0,01	0,98
40,4	40,0	16	0,20	7242	2,97	0,01	0,92
50,0	39,9	16	0,25	8983	3,68	0,04	0,81
60,5	40,1	16	0,30	10820	4,44	0,12	0,92
70,6	40,5	16	0,35	12501	5,13	0,37	0,92
80,4	40,9	16	0,39	14087	5,78	0,56	0,98
90,0	40,7	16	0,44	15851	6,50	0,37	1,09
100,1	40,8	16	0,49	17611	7,22	0,27	1,09
110,1	41,0	16	0,54	19281	7,91	0,11	1,15
120,4	41,1	16	0,59	20999	8,61	0,05	1,15
130,2	40,5	16	0,64	23038	9,45	0,04	1,09
140,3	40,3	16	0,70	24976	10,24	0,03	1,09
150,4	40,1	16	0,75	26893	11,03	0,03	1,09
159,1	39,7	16	0,80	28753	11,79	0,03	1,09
170,0	39,9	16	0,85	30572	12,54	0,02	2,41
179,8	39,9	16	0,90	32357	13,27	0,02	2,58
190,2	40,3	15,5	0,94	33410	13,88	0,02	2,70
198,0	39,6	15,5	1,00	35378	14,70	0,02	2,87

d40m5km

Vazão [l/s]	Nível [cm]	T [°C]	U [m/s]	Re	V _r	Sinal Transversal	
						A/D	f _d /f _{na}
10,0	39,5	16	0,05	1814	0,50	0,00	-
20,4	40,3	16	0,10	3628	1,00	0,00	-
30,1	40,4	16	0,15	5345	1,47	0,00	-
40,9	40,2	16	0,20	7300	2,00	0,00	0,42
51,2	39,9	16	0,26	9192	2,52	0,01	0,54
61,4	39,6	16	0,31	11123	3,05	0,01	0,69
69,6	39,3	16	0,35	12691	3,48	0,02	0,81
80,0	40,0	16	0,40	14341	3,94	0,05	0,89
90,5	40,6	16	0,45	15986	4,39	0,12	0,89
100,4	41,0	16	0,49	17581	4,83	0,21	0,89
110,5	40,8	16	0,54	19429	5,33	0,25	0,92
121,6	40,6	16	0,60	21478	5,90	0,31	1,00
131,3	40,4	16	0,65	23303	6,40	0,14	1,07
140,3	40,5	16	0,69	24875	6,83	0,07	1,07
150,4	40,3	16	0,75	26762	7,35	0,03	1,07
159,0	40,2	16	0,79	28334	7,78	0,03	1,07
169,5	40,2	16	0,84	30259	8,31	0,03	1,07
180,3	40,0	16	0,90	32334	8,87	0,08	1,07
189,9	40,0	16	0,95	34010	9,33	0,03	1,11
199,7	40,0	16	1,00	35842	9,84	0,02	1,11

d50m3k0

Vazão [l/s]	Nível [cm]	T [°C]	U [m/s]	Re	V _r	Sinal Transversal	
						A/D	f _d /f _{na}
10,5	40,5	25	0,05	2885	0,67	0,02	-
20,7	41,0	25	0,10	5613	1,31	0,01	0,95
30,8	40,8	25	0,15	8394	1,96	0,01	1,01
40,4	40,5	25	0,20	11109	2,59	0,03	0,51
51,3	40,8	25	0,25	13981	3,26	0,03	0,76
60,5	39,7	25	0,30	16955	3,96	0,11	0,76
70,1	40,2	22	0,35	18102	4,53	0,02	0,89
80,0	40,2	22	0,40	20642	5,16	0,04	1,77
90,2	39,7	22	0,45	23576	5,90	0,06	1,90
99,8	40,4	20	0,49	24431	6,41	0,73	0,95
110,0	40,4	20	0,54	26961	7,07	0,45	1,08
120,3	40,5	21	0,59	30113	7,71	0,31	1,08
130,0	40,8	21	0,64	32345	8,28	0,14	1,08
140,2	41,2	21	0,68	34511	8,84	0,05	1,14
150,2	41,1	21	0,73	37100	9,50	0,05	1,14
160,2	41,0	21	0,78	39672	10,16	0,04	1,14
169,8	40,7	21	0,83	42312	10,84	0,03	1,14
179,8	40,8	21	0,88	44728	11,46	0,03	1,14
190,0	40,7	21	0,93	47358	12,13	0,03	1,14
199,8	40,0	21	1,00	50714	12,99	0,03	1,14

d50m4k0

Vazão [l/s]	Nível [cm]	T [°C]	U [m/s]	Re	V _r	Sinal Transversal	
						A/D	f _d /f _{na}
10,6	40,7	20	0,05	2580	0,74	0,00	-
20,6	41,1	20	0,10	4965	1,43	0,01	0,98
30,0	40,7	20	0,15	7295	2,11	0,01	1,04
39,6	40,1	20	0,20	9782	2,82	0,01	0,91
50,4	40,1	20	0,25	12438	3,59	0,04	0,76
60,6	40,1	20	0,30	14957	4,32	0,15	0,84
70,0	39,8	20	0,35	17418	5,03	0,34	0,91
80,5	40,6	20	0,40	19650	5,67	0,60	0,91
90,5	40,9	20	0,44	21931	6,33	0,66	0,98
100,4	40,9	20	0,49	24320	7,02	0,44	1,04
109,9	40,9	21	0,54	27269	7,68	0,29	1,04
120,2	40,8	21	0,59	29854	8,41	0,06	1,11
130,0	41,0	21	0,63	32158	9,06	0,04	1,11
140,5	41,2	21	0,68	34610	9,75	0,03	1,11
149,9	41,4	21	0,72	36692	10,34	0,03	1,11
160,0	41,3	21	0,78	39335	11,08	0,02	2,09
169,8	41,0	21	0,83	42030	11,84	0,03	1,11
180,4	40,7	21	0,89	44975	12,67	0,03	1,11
190,0	40,9	21	0,93	47098	13,27	0,03	2,44
200,1	40,0	21	1,00	50678	14,28	0,03	1,19

d50m5k0

Vazão [l/s]	Nível [cm]	T [°C]	U [m/s]	Re	V _r	Sinal Transversal	
						A/D	f _d /f _{na}
10,3	40,8	21	0,05	2558	0,76	0,04	-
21,1	40,6	21	0,10	5272	1,56	0,04	-
30,8	40,5	21	0,15	7703	2,28	0,01	-
40,9	40,7	21	0,20	10180	3,02	0,03	0,80
50,2	40,6	21	0,25	12534	3,72	0,05	0,88
60,2	40,0	21	0,30	15272	4,53	0,22	0,95
70,1	39,4	21	0,36	18023	5,34	0,45	0,95
80,0	39,9	21	0,40	20354	6,04	0,67	1,03
90,0	39,9	21	0,45	22853	6,78	0,46	1,03
100,9	40,4	21	0,50	25317	7,51	0,35	1,10
110,5	40,5	21	0,55	27651	8,20	0,09	1,10
120,2	41,0	21	0,59	29705	8,81	0,04	1,17
130,2	41,4	21	0,63	31923	9,47	0,03	1,10
140,0	40,9	21	0,68	34682	10,29	0,02	1,10
150,6	41,5	21	0,73	36816	10,92	0,03	1,17
160,9	41,4	21	0,78	39411	11,69	0,03	1,10
169,7	41,3	21	0,82	41648	12,35	0,03	2,42
180,0	40,8	21	0,88	44719	13,26	0,03	1,10
190,0	41,1	21	0,92	46900	13,91	0,03	1,17
200,3	40,8	21	0,98	49835	14,78	0,04	-

d60m2k0

Vazão [l/s]	Nível [cm]	T [°C]	U [m/s]	Re	V _r	Sinal Transversal	
						A/D	f _d /f _{na}
10,4	40,3	21	0,05	3138	0,57	0,00	-
20,1	41,1	21	0,10	5950	1,09	0,00	-
30,9	41,0	21	0,15	9177	1,68	0,01	1,04
40,2	40,0	21	0,20	12217	2,23	0,01	0,52
50,8	40,3	21	0,25	15326	2,80	0,01	0,65
60,0	39,5	21	0,30	18468	3,37	0,04	0,71
70,2	39,9	21	0,35	21429	3,91	0,16	0,71
80,5	40,3	21	0,40	24310	4,44	0,24	0,85
90,2	40,1	21	0,45	27367	5,00	0,38	0,85
100,5	40,4	21	0,50	30257	5,53	0,53	0,91
110,9	40,7	21	0,55	33176	6,06	0,90	0,91
120,9	41,0	21	0,59	35868	6,55	0,93	0,97
130,2	41,0	21	0,64	38675	7,06	0,84	0,97
140,0	41,6	21	0,67	40944	7,48	0,71	-
150,3	41,3	21	0,73	44291	8,09	0,38	1,11
160,3	40,1	21	0,80	48641	8,88	0,09	1,11
170,0	40,2	21	0,85	51487	9,40	0,05	1,11
180,3	39,7	21	0,91	55339	10,11	0,05	1,24
190,2	39,8	21	0,96	58157	10,62	0,09	1,11
200,3	40,0	21	1,00	60967	11,13	0,07	1,11

d60m3k0

Vazão [l/s]	Nível [cm]	T [°C]	U [m/s]	Re	V _r	Sinal Transversal	
						A/D	f _d /f _{na}
10,3	40,5	20	0,05	3019	0,66	0,01	-
20,5	41,0	20	0,10	5942	1,29	0,02	-
30,4	40,5	20	0,15	8919	1,94	0,01	-
40,3	39,8	20	0,20	12032	2,62	0,04	0,53
50,3	40,1	20	0,25	14913	3,24	0,03	0,83
60,5	39,8	20	0,30	18072	3,93	0,10	0,83
69,8	39,6	20	0,35	20931	4,55	0,35	0,83
80,2	40,1	20	0,40	23741	5,16	0,48	0,91
90,3	40,7	20	0,44	26357	5,73	0,68	0,91
100,4	40,6	20	0,49	29389	6,39	0,82	0,98
110,6	41,0	20	0,54	32064	6,97	0,61	0,98
120,4	41,1	20	0,59	34772	7,56	0,46	1,06
130,7	41,7	20	0,63	37224	8,10	0,34	1,06
140,0	41,5	20	0,67	40073	8,72	0,05	1,13
150,3	40,5	20	0,74	44140	9,60	0,04	1,21
160,2	40,5	20	0,79	46958	10,21	0,03	1,21
169,5	40,4	20	0,84	49880	10,85	0,04	1,13
180,0	40,7	20	0,89	52594	11,44	0,03	1,21
190,2	40,1	20	0,95	56296	12,24	0,04	1,21
201,2	39,8	20	1,01	60051	13,06	0,04	1,21

d60m4k0

Vazão [l/s]	Nível [cm]	T [°C]	U [m/s]	Re	V _r	Sinal Transversal	
						A/D	f _d /f _{na}
10,0	40,5	21	0,05	3002	0,73	0,01	-
20,5	41,0	21	0,10	6080	1,47	0,01	0,95
30,3	40,3	21	0,15	9154	2,22	0,01	-
40,0	40,1	21	0,20	12152	2,95	0,01	0,95
50,6	40,1	21	0,25	15374	3,73	0,05	0,87
60,4	40,0	21	0,30	18364	4,45	0,19	0,87
70,9	39,8	21	0,36	21700	5,26	0,50	0,95
80,7	40,2	21	0,40	24424	5,92	0,68	0,95
90,5	40,2	21	0,45	27421	6,65	0,64	1,04
100,5	40,4	20	0,50	29579	7,34	0,53	1,04
110,3	40,4	20	0,55	32463	8,06	0,37	1,12
120,3	40,9	20	0,59	34974	8,68	0,07	1,12
130,2	41,0	20	0,63	37706	9,36	0,04	1,21
140,5	40,4	20	0,69	41276	10,25	0,03	1,21
150,3	40,7	20	0,74	43930	10,91	0,03	1,21
160,0	41,0	20	0,78	46321	11,50	0,03	1,21
170,3	40,5	20	0,84	49955	12,40	0,03	1,21
179,9	40,1	20	0,90	53265	13,22	0,04	1,12
190,2	39,8	20	0,96	56789	14,10	0,04	2,59
200,4	39,8	20	1,01	59842	14,86	0,05	1,21

d60m5k0

Vazão [l/s]	Nível [cm]	T [°C]	U [m/s]	Re	V _r	Sinal Transversal	
						A/D	f _d /f _{na}
10,3	41,0	19	0,05	2914	0,76	0,01	-
20,6	40,7	19	0,10	5863	1,53	0,01	0,97
30,3	40,6	19	0,15	8655	2,26	0,02	0,97
40,3	40,0	19	0,20	11678	3,05	0,02	0,89
50,4	39,9	19	0,25	14645	3,83	0,04	0,89
60,2	39,6	19	0,30	17631	4,61	0,23	0,89
70,4	39,3	19	0,36	20759	5,42	0,51	0,97
80,2	39,8	19	0,40	23339	6,10	0,66	0,97
90,3	40,0	19	0,45	26177	6,84	0,46	1,06
100,1	40,3	20	0,50	29526	7,53	0,34	1,06
110,5	40,5	20	0,55	32383	8,26	0,13	1,06
120,4	40,6	20	0,59	35268	8,99	0,04	1,15
130,3	41,0	20	0,64	37804	9,64	0,03	1,15
140,8	40,6	20	0,69	41217	10,51	0,03	1,15
150,1	41,0	19,5	0,73	43001	11,10	0,03	1,15
160,2	40,9	19,5	0,78	45937	11,86	0,03	2,22
170,3	40,6	19,5	0,84	49282	12,72	0,04	1,15
180,8	40,0	19,5	0,90	53071	13,70	0,03	1,25
190,0	40,6	19,5	0,94	54889	14,17	0,04	1,25
200,3	40,1	19,5	1,00	58679	15,15	0,04	1,25

8.9 *Dados de outros autores usados para comparação (figura 5.1)*

Skop & Balasubramanian (1997)						Griffin (1992) apud Blackburn & Karniadakis (1993)					
Ensaio em água			Ensaio em ar			Mistura ensaios em água e em ar					
S _G	(m+C _A)*ζ	A/D	S _G	(m+C _A)*ζ	A/D	S _G	(m+C _A)*ζ	A/D	S _G	(m+C _A)*ζ	A/D
1,90	0,77	0,15	3,70	1,49	0,04	8,79	3,54	0,06	0,62	0,25	0,33
1,34	0,54	0,19	3,30	1,33	0,05	3,93	1,58	0,11	0,53	0,21	0,58
1,56	0,63	0,22	2,60	1,05	0,06	3,71	1,49	0,04	0,52	0,21	0,48
1,18	0,48	0,33	2,80	1,13	0,07	3,25	1,31	0,04	0,49	0,20	0,71
0,44	0,18	0,44	2,50	1,01	0,07	2,88	1,16	0,07	0,46	0,19	0,80
0,80	0,32	0,46	2,70	1,09	0,08	2,75	1,11	0,07	0,43	0,17	0,51
0,71	0,29	0,51	2,30	0,93	0,11	2,66	1,07	0,24	0,42	0,17	0,98
0,32	0,13	0,55	1,87	0,75	0,15	2,65	1,07	0,09	0,38	0,15	0,71
0,33	0,13	0,62	1,90	0,77	0,15	2,62	1,06	0,06	0,35	0,14	0,46
0,52	0,21	0,65	1,60	0,65	0,15	2,59	1,04	0,11	0,34	0,14	0,55
0,63	0,25	0,65	1,80	0,73	0,17	2,52	1,02	0,07	0,33	0,13	0,41
0,22	0,09	0,70	1,39	0,56	0,21	2,30	0,93	0,11	0,32	0,13	0,93
0,25	0,10	0,75	1,86	0,75	0,28	2,27	0,92	0,09	0,30	0,12	1,05
0,30	0,12	0,75	1,05	0,42	0,29	2,08	0,84	0,15	0,29	0,12	0,74
0,58	0,23	0,78	1,82	0,73	0,30	1,90	0,77	0,27	0,25	0,10	0,84
0,22	0,09	0,78	0,97	0,39	0,30	1,84	0,74	0,16	0,24	0,10	0,68
0,44	0,18	0,78	1,41	0,57	0,31	1,84	0,74	0,13	0,21	0,08	0,79
0,33	0,13	0,80	0,98	0,40	0,32	1,82	0,73	0,19	0,17	0,07	0,57
0,40	0,16	0,80	1,37	0,55	0,33	1,73	0,70	0,21	0,16	0,07	0,48
0,25	0,10	0,84	0,50	0,20	0,48	1,63	0,66	0,14	0,13	0,05	0,93
0,28	0,11	0,85	0,72	0,29	0,52	1,40	0,56	0,24	0,13	0,05	0,84
0,06	0,02	0,88	0,63	0,25	0,60	1,33	0,54	0,38	0,13	0,05	1,09
0,11	0,04	0,93	0,78	0,31	0,60	1,28	0,52	0,20	0,10	0,04	1,17
0,02	0,01	0,93	0,52	0,21	0,63	1,25	0,51	0,32	0,10	0,04	0,85
0,12	0,05	0,95	0,66	0,27	0,66	1,10	0,45	0,29	0,07	0,03	1,31
0,22	0,09	0,95	0,32	0,13	0,68	1,04	0,42	0,39	0,07	0,03	1,61
0,19	0,08	0,97	0,39	0,16	0,79	1,01	0,41	0,52	0,07	0,03	0,52
0,45	0,18	0,98	0,38	0,15	0,82	0,96	0,39	0,31	0,06	0,03	0,62
0,20	0,08	1,00	0,43	0,17	0,92	0,93	0,37	0,39	0,06	0,03	1,20
0,11	0,04	1,05				0,88	0,35	0,44	0,06	0,03	0,81
0,27	0,11	1,05				0,78	0,31	0,45	0,06	0,02	1,09
0,23	0,09	1,09				0,77	0,31	0,38	0,04	0,02	0,90
0,09	0,04	1,15				0,72	0,29	0,51	0,04	0,02	1,09
0,05	0,02	1,30				0,68	0,27	0,70	0,03	0,01	0,54
0,05	0,02	1,60				0,67	0,27	0,54	0,03	0,01	0,65
						0,67	0,27	0,43	0,02	0,01	1,31
						0,65	0,26	0,36	0,01	0,00	1,50

Sumer & Fredsøe (1997)				Khalak&Williamson(1999)			
Ensaio em água		Ensaio no ar		Ensaio em água		Griffin (1982)* apud KW	
$(m+C_A)*\zeta$	A/D	$(m+C_A)*\zeta$	A/D	$(m+C_A)*\zeta$	A/D	$(m+C_A)*\zeta$	A/D
0,446	0,45	1,018	0,08	0,005	1,18	0,171	0,82
0,327	0,61	0,773	0,12	0,006	1,11	0,184	0,80
0,292	0,68	0,866	0,11	0,007	1,08	0,227	0,69
0,243	0,78	0,373	0,53	0,008	1,06	0,256	0,69
0,162	0,94	0,434	0,39	0,009	1,03	0,255	0,57
0,132	1,15	0,511	0,20	0,010	0,96	0,181	0,49
0,106	1,22	0,685	0,15	0,011	0,96	0,258	0,51
0,107	0,99	0,883	0,06	0,013	0,89	0,368	0,53
0,095	1,14	1,732	0,06	0,014	0,87	0,336	0,46
0,047	1,12	0,820	0,18	0,016	0,88	0,372	0,39
0,049	1,20	1,042	0,13	0,018	0,83	0,370	0,34
0,609	0,30	1,293	0,09	0,021	0,76	0,356	0,31
0,717	0,26	0,743	0,20	0,025	0,77	0,520	0,37
0,781	0,26			0,025	0,58	0,388	0,28
1,016	0,18			0,022	0,59	0,446	0,29
1,018	0,26			0,018	0,59	0,472	0,20
1,328	0,13			0,016	0,58	0,532	0,24
0,641	0,33			0,013	0,63	0,710	0,27
0,060	1,25			0,014	0,60	0,621	0,14
0,152	1,29			0,013	0,57	0,706	0,13
1,419	0,10			0,011	0,57	0,115	0,54
0,125	1,34			0,010	0,60	*Mistura ensaios em água e em ar	
1,621	0,12			0,010	0,58		
0,033	1,44			0,008	0,61		
0,025	1,51			0,009	0,55		
0,025	1,68			0,007	0,59		
0,027	2,01			0,006	0,57		
1,734	0,12			0,006	0,57		

Jauvtis & Williamson (2004)				Govardhan & Williamson (2000)		King et al. (1977)		
Ensaio em água				Mistura ensaios em água e ar				
$(m+C_A)*\zeta$	A/D	$(m+C_A)*\zeta$	A/D	$(m+C_A)*\zeta$	A/D	Ks	$(m+C_A)*\zeta$	A/D
0,013	0,96	0,031	0,64	0,018	0,88	0,73	0,07	1,00
0,011	0,96	0,023	0,64	0,018	0,61	1,22	0,12	1,10
0,012	0,94	0,021	0,66	0,045	0,80	1,46	0,15	0,88
0,007	0,60	0,012	0,63	0,045	0,63	1,51	0,15	0,63
0,009	0,62	0,012	1,05	0,259	0,54	1,76	0,18	0,93
0,010	0,60	0,021	0,89	0,348	0,40	2,78	0,28	0,56
0,013	0,62	0,022	0,90	0,250	0,31	2,93	0,30	0,47
0,013	0,61	0,032	0,83	0,354	0,25	2,54	0,26	0,44
0,011	0,58	0,044	0,75	0,443	0,20			
0,020	0,63	0,069	0,69	0,616	0,14			
0,021	0,60	0,070	0,55	0,785	0,09			
0,022	0,59	0,120	0,62	0,234	0,54			
0,029	0,60	0,120	0,50	0,238	0,42			
0,041	0,56	0,0257	1,35	Khalak & Williamson (1996)				
0,041	0,73	0,0220	1,39	Ensaio em água				
0,029	0,79	0,0181	1,45	$(m+C_A)*\zeta$	A/D			
0,022	0,82	0,0127	1,49	0,014	1,03			
0,021	0,81	0,0073	1,50	0,014	0,70			
0,020	0,85	0,0057	1,50	0,014	0,62			
0,011	0,94	0,0017	1,49					
0,009	0,96	0,0017	0,72					
0,010	0,95	0,0056	0,75					
0,007	1,10	0,0073	0,71					
0,006	1,13	0,0126	0,70					
0,044	0,58	0,0176	0,68					