

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

ESTUDO DO FENÔMENO DA BIESTABILIDADE EM CILINDROS FINITOS COM  
MÉDIA RAZÃO DE ASPECTO

por

Marcos Leandro Woyciekoski

Tese para obtenção do Título de  
Doutor em Engenharia

Porto Alegre, abril de 2018.

### CIP - Catalogação na Publicação

Woyciekoski, Marcos Leandro

Estudo do fenômeno da biestabilidade em cilindros finitos com média razão de aspecto / Marcos Leandro Woyciekoski. -- 2018.

103 f.

Orientador: Sergio Viçosa Möller.

Coorientador: Luiz Augusto Magalhães Endres.

Tese (Doutorado) -- Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Escola de Engenharia, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Porto Alegre, BR-RS, 2018.

1. Cilindros finitos. 2. Escoamento turbulento. 3. Anemometria. I. Möller, Sergio Viçosa, orient. II. Endres, Luiz Augusto Magalhães, coorient. III. Título.

ESTUDO DO FENÔMENO DA BIESTABILIDADE EM CILINDROS FINITOS COM  
MÉDIA RAZÃO DE ASPECTO

por

Marcos Leandro Woyciekoski

Mestre em Engenharia

Tese submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do Título de

Doutor em Engenharia

Área de Concentração: Fenômenos do Transporte

Orientador: Prof. Dr. Sergio Viçosa Möller

Co-orientador: Prof. Dr. Luiz Augusto Magalhães Endres

Aprovada por:

Prof. Dra. Maria Luiza Sperb Indrusiak.....RNC

Prof. Dra. Edith Beatriz Camano Schettini.....IPH/UFRGS

Prof. Dra. Adriane Prisco Petry.....PROMEC/UFRGS

Prof. Dr. Jakson Manfredini Vassoler

Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 19 de abril de 2018.

À minha esposa Rosana pelo apoio incondicional em todos os momentos, principalmente nos tempos de incerteza, comuns a quem tenta trilhar novos caminhos: sem você nenhuma conquista valeria a pena.

Aos meus pais Selino (*in memoriam*) e Evanilda, que sempre me incentivaram a seguir com os estudos, trilhando pelo caminho da honestidade e persistência.

*I'm the king of my own land.*

## **AGRADECIMENTOS**

Ao meu orientador, Prof. Dr. Sergio Viçosa Möller e meu co-orientador, Prof. Dr. Luiz Augusto Magalhães Endres pelo apoio e pela oportunidade de desenvolver esta pesquisa.

À Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) pelo suporte financeiro para a elaboração deste trabalho e pela concessão da bolsa de estudos.

Aos Professores e funcionários do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (PROMEC) da UFRGS, pela competência, disponibilidade e dedicação.

Aos membros da Banca, pelo aceite ao convite e pela disponibilidade para avaliar e contribuir para a melhoria desse trabalho e do meu aprendizado.

Ao Professor Dr. Alexandre Vagtinski de Paula pela ajuda e pela disponibilização dos equipamentos no Laboratório de Energia e Fenômenos do Transporte (LAEFT).

A Profa. Dra. Maria Luiza Sperb Indrusiak pelo apoio desde a época de estudos na UNISINOS.

Ao Batista pela disponibilidade em ajudar na realização deste trabalho.

Aos colegas da turma do Doutorado em Engenharia Mecânica da UFRGS, Ana, Gustavo e Roberta, pelas parcerias nos trabalhos e pelas horas de laboratório compartilhadas.

E, especialmente, a minha amada esposa Rosana, pela paciência, sempre ao meu lado nas longas madrugadas, apoiando, ouvindo e opinando ou simplesmente “estando perto”.

Enfim, meus sinceros agradecimentos a todas as pessoas que possam de alguma forma, terem colaborado para a realização deste trabalho.

## RESUMO

Este trabalho apresenta um estudo experimental a respeito do fenômeno da biestabilidade em cilindros finitos com média razão de aspecto. Na biestabilidade, há uma esteira estreita a jusante de um dos cilindros e uma esteira larga a jusante do outro. Pode estar presente em muitas situações práticas da engenharia dependendo da distância entre os cilindros. Em cilindros finitos ainda é pouco compreendida e explorada. Para compreender o mecanismo do desprendimento de vórtices, são estudados o escoamento em torno de um único cilindro finito, com cilindros de diâmetros entre 25 e 60 mm e razão de aspecto entre 1 e 4 e após, o escoamento em torno de dois cilindros finitos dispostos lado a lado, com cilindros de diâmetros entre 25 e 32 mm e razão de aspecto entre 3 e 4. A técnica experimental aplicada consiste na medição das flutuações de velocidade em canal aerodinâmico, utilizando a técnica de anemometria de fio quente e na visualização do escoamento no mesmo canal, mantendo os parâmetros, utilizando gelo seco e laser. Além disso, foi realizada a visualização do escoamento em canal hidráulico com as mesmas dimensões do canal aerodinâmico, utilizando injeção de tinta através de agulhas. Para o estudo foram utilizados  $Re=2,00 \times 10^4$  para um cilindro finito e  $3,86 \times 10^3 \leq Re \leq 4,81 \times 10^4$  para cilindros finitos dispostos lado a lado. Os dados medidos em canal aerodinâmico são tratados através de ferramentas estatísticas, espectrais e de ondaletas, e os resultados das visualizações do escoamento são apresentados por meio de imagens obtidas das filmagens realizadas com uma câmera digital. Além disso, os vídeos são tratados com *softwares* de edição de vídeo e com ferramentas estatísticas. Os resultados confirmam a existência do fenômeno da biestabilidade para dois cilindros finitos dispostos lado a lado, que é um dos objetivos do estudo, nas três posições estudadas. A técnica de visualização de escoamento reforça a interpretação dos resultados obtidos através da técnica de anemometria de fio quente. Neste trabalho é considerada a existência de três escoamentos concomitantes: o escoamento ascendente, caracterizado pela estrutura de vórtices na base; o escoamento descendente, caracterizado pela estrutura de vórtices no topo; e o aqui chamado escoamento principal, caracterizado pelo desprendimento de vórtices a meia altura dos cilindros.

Palavras-chave: cilindros finitos; biestabilidade; anemometria de fio quente.

## ABSTRACT

This work presents an experimental study on the bistability phenomenon in finite cylinders with a mid-aspect ratio. In the bistability phenomenon the flow to form two wakes behind the cylinders, a large wake behind a cylinder and a narrow wake after another. It can be present in many practical engineering situations depending on the distance between the cylinders. In finite cylinders, it is still poorly understood and explored. To understand the vortex shedding mechanism are studied the flow in a single finite cylinder with diameters between 25 and 60 mm and aspect ratio between 1 and 4 is studied. After that, the flow of two finite cylinders placed side by side with cylinders of diameters between 25 and 32 mm and aspect ratio between 3 and 4 was studied. The experimental technique of hot wire anemometry in aerodynamic channel is applied in the measurement of velocity fluctuations of the flow. The flow visualization was performed on the same aerodynamic channel, keeping the parameters, through using dry ice and laser. In addition, flow visualization is performed on the hydraulic channel with the same dimensions of the aerodynamic channel using ink injection through needles. All images are captured with a camera digital. For the study,  $Re=2.00 \times 10^4$  for a finite cylinder and  $3.86 \times 10^3 \leq Re \leq 4.81 \times 10^4$  for finite cylinders arranged side by side were used. The data measured in aerodynamic channel are treated through statistics, spectral and wavelet tools and the videos are treated through video editing software and with statistical tools. The results show the existence of two different levels of mean velocity in time series, corresponding to two flow modes confirming the phenomenon of bistability for two finite cylinders placed side by side, which is one of the objectives of the study. The flow visualization technique strengthens the interpretation of the results obtained through the hot wire anemometer technique. In this work the existence of three concomitant flows is considered: the upwash flow, characterized by the vortex structure in the base; the downwash flow, characterized by the vortex structure at the top; and the so-called main flow, characterized by the vortex shedding at half height of the cylinders.

Keywords: finite cylinders; bistable; hot wire anemometer.

# ÍNDICE

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO.....</b>	<b>1</b>
1.1	Objetivos.....	2
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....</b>	<b>4</b>
2.1	Escoamentos turbulentos .....	7
2.2	Escoamentos sobre um cilindro único .....	8
2.3	Escoamentos ao redor de dois cilindros dispostos lado a lado .....	12
2.4	Escoamentos sobre um cilindro finito .....	13
2.5	Escoamentos ao redor de dois cilindros finitos dispostos lado a lado.....	17
2.6	Visualização do escoamento em cilindros .....	18
<b>3</b>	<b>METODOLOGIA.....</b>	<b>21</b>
3.1	Métodos matemáticos .....	21
3.1.1	Análise espectral de Fourier .....	21
3.1.2	Análise tempo-frequência por meio de ondaletas.....	22
3.2	Técnica experimental.....	26
3.2.1	Canal aerodinâmico .....	26
3.2.2	Anemometria de fio quente .....	29
3.2.3	Visualização do escoamento em canal aerodinâmico.....	32
3.2.4	Visualização do escoamento em canal hidráulico .....	34
<b>4</b>	<b>RESULTADOS.....</b>	<b>40</b>
4.1	Desprendimento de vórtices para um cilindro circular finito .....	41
4.2	O fenômeno da biestabilidade em dois cilindros finitos dispostos lado a lado .....	54
4.2.1	Análise de cilindros finitos com número de Reynolds fixo.....	56
4.2.2	Influência do número de Reynolds no escoamento sobre dois cilindros finitos.....	82
<b>5</b>	<b>CONCLUSÕES.....</b>	<b>90</b>
5.1	Sugestões para trabalhos futuros .....	93
	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>94</b>
	<b>APÊNDICE A – Análise de incertezas.....</b>	<b>99</b>
	<b>APÊNDICE B – Procedimento de calibração da sonda de fio quente.....</b>	<b>101</b>
	<b>APÊNDICE C – Publicações realizadas durante o trabalho.....</b>	<b>103</b>

## LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – escoamento para dois cilindros dispostos lado a lado com razão p/d intermediária (adaptado de De Paula, 2008).....	5
Figura 2.2 – escoamento de recirculação na junção cilindro / base.....	5
Figura 2.3 – Esquema da estrutura do escoamento em cilindros finitos (adaptado de Sumner et al., 2004).....	6
Figura 2.4 – Regimes esquemáticos de desprendimento de vórtices para escoamentos através de cilindros circulares lisos. (Adaptado de Blevins, 1990). ....	10
Figura 2.5 – Linhas de vórtices na estrutura do escoamento em cilindros finitos em diferentes razões de aspecto (Adaptado de Tanaka e Murata, 1999). ....	18
Figura 3.1 – Ilustrações esquemáticas do canal aerodinâmico (Adaptado de De Paula, 2008). .....	27
Figura 3.2 – Geometria de um cilindro finito e posicionamento da sonda.....	28
Figura 3.3 – Geometria de dois cilindros finitos e posicionamento da sonda. ....	29
Figura 3.4 – Diagrama elétrico do anemômetro de fio quente à temperatura constante. ....	29
Figura 3.5 – Sonda reta de fio quente miniatura com sensor único modelo 55P11. ....	30
Figura 3.6 – Transdutores de pressão e multímetros utilizados na calibração da sonda de fio quente. ....	32
Figura 3.7 – (a) Ilustração esquemática do canal aerodinâmico adaptado para a visualização do escoamento (b) Imagem do experimento em execução.....	34
Figura 3.8 – Ilustrações esquemáticas do canal aerodinâmico.....	35
Figura 3.9 – (a) Hidrômetro Aquarius modelo B11B (b) Sensor de vazão de água eletrônico, modelo FS300A.....	35
Figura 3.10 – Desenvolvimento do escoamento na seção de testes do canal hidráulico.....	37
Figura 3.11 – Transição entre o escoamento laminar e turbulento na camada limite sobre uma placa plana. ....	37
Figura 3.12 – Sistema de injeção de tintas para visualização do escoamento através de agulhas.....	38
Figura 4.1 – Espectros de Fourier para menores h/d com medição no centro dos cilindros (h/2) de diâmetro: (a) 25 mm (h/d =3), (b) 32 mm (h/d =3), (c) 40 mm (h/d =2), (d) 50 mm (h/d =1) e (e) 60 mm (h/d =1) com $Re = 2,00 \times 10^4$ . ....	43

Figura 4.2 – Espectros de Fourier para maiores h/d com medição no centro dos cilindros (h/2) de diâmetro: (a) 25 mm (h/d =4), (b) 32 mm (h/d =4), (c) 40 mm (h/d =3), (d) 50 mm (h/d =2) e (e) 60 mm (h/d =2) com $Re = 2,00 \times 10^4$ . .....	44
Figura 4.3 – Espectros de ondaletas Db20 (energia em escala arbitrária) da esteira de vórtices para cilindros finitos com para menores h/d: (a) d= 25 mm (h/d =3), (b) d= 32 mm (h/d =3), (c) d= 40 mm (h/d =2), (d) d= 50 mm (h/d =1) e (e) d= 60 mm (h/d =1)......	47
Figura 4.4 – Espectros de ondaletas Db20 (energia em escala arbitrária) da esteira de vórtices para cilindros finitos com para maiores h/d: (a) d= 25 mm (h/d =4), (b) d= 32 mm (h/d =4), (c) d= 40 mm (h/d =3), (d) d= 50 mm (h/d =2) e (e) d= 60 mm (h/d =2)......	48
Figura 4.5 – Espectro de Fourier de (a) um cilindro finito diâmetro 25 mm com h/d=3 e (b) de um cilindro finito de 32 mm com h/d =4 com a sonda nas alturas da base, centro e extremidade livre e $Re = 2,00 \times 10^4$ . .....	49
Figura 4.6 – Pontos de medição feitas nos cilindros finitos com a sonda posicionada na altura da base iniciadas no ponto central com afastamento de 0,5 diâmetros por vez até a proximidade com a parede.....	50
Figura 4.7 – Espectro de Fourier do sinal de velocidade (a) no cilindro de diâmetro 32 mm h/d =4 e (b) no cilindro de diâmetro 40 mm h/d =3 com a sonda de fio quente posicionada na altura do centro com distâncias “n” diâmetros do cilindro finito. ....	51
Figura 4.8 – Espectro de Fourier do sinal no cilindro de 25 mm h/d =3 para diferentes números de Reynolds, com a sonda de fio quente posicionada na altura do centro (h/2) do cilindro finito. ....	51
Figura 4.9 – Espectro de Fourier do sinal no cilindro de 25 mm h/d =3 para diferentes números de Reynolds, com a sonda posicionada na altura da base do cilindro finito. ....	52
Figura 4.10 – Espectro de Fourier do sinal no cilindro de 25 mm h/d =3 para diferentes números de Reynolds, com a sonda de fio quente posicionada na altura da extremidade livre do cilindro finito.....	53
Figura 4.11 – Geometria de dois cilindros dispostos lado a lado e o posicionamento das sondas utilizadas no experimento (Adaptado de De Paula, 2008). .....	54
Figura 4.12 – Sinais de velocidades instantâneas da sonda 1 capturadas para cilindros com diâmetro 25 mm, h/d = 4 com a sonda posicionada na altura do centro (h/2) na configuração de cilindros dispostos lado a lado. ....	56

Figura 4.13 – Sinais de velocidades instantâneas capturadas para cilindros infinitos com diâmetro 25 mm, com a sonda posicionada na altura do centro ( $h/2$ ) na configuração de cilindros dispostos lado a lado (Adaptado de De Paula, 2008). .....	56
Figura 4.14 – Reconstrução dos sinais de velocidades instantâneas da sonda 1 para cilindros de diâmetro 25 mm com $h/d = 4$ com a sonda posicionada na altura do centro, através de transformada discreta de ondaletas na configuração de cilindros dispostos lado a lado. .	57
Figura 4.15 – Espectrograma dos sinais de velocidades instantâneas (energia em escala arbitrária) para cilindros de 25 mm com $h/d = 4$ com a sonda posicionada na altura do centro, através de transformada contínua de ondaletas na configuração de cilindros dispostos lado a lado.....	58
Figura 4.16 – Espectro de Fourier para cilindros de diâmetro 25 mm, $h/d = 4$ com a sonda posicionada na altura do centro ( $h/2$ ) na configuração de cilindros dispostos lado a lado. ....	58
Figura 4.17 – Visualização do escoamento em torno de dois cilindros finitos posicionados lado a lado mostrando a formação das esteiras larga e estreita em cilindros com diâmetro de 25 mm, $h/d = 4$ e agulhas com tinta posicionadas na altura do centro ( $h/2$ ) dos cilindros. ....	59
Figura 4.18 – Sinais de velocidades instantâneas capturadas da sonda 1 para os cilindros com diâmetro de 25 mm, $h/d = 3$ e a sonda posicionada na altura do centro ( $h/2$ ) na configuração de cilindros dispostos lado a lado. ....	60
Figura 4.19 – Reconstrução dos sinais de velocidades instantâneas capturadas da sonda 1 para os cilindros de 25 mm com $h/d = 3$ com a sonda posicionada na altura do centro ( $h/2$ ), através de transformada discreta de ondaletas na configuração de cilindros dispostos lado a lado. ....	60
Figura 4.20 – Espectrograma dos sinais de velocidades instantâneas (energia em escala arbitrária) para cilindros de 25 mm com $h/d = 3$ com a sonda posicionada na altura do centro ( $h/2$ ), através de transformada contínua de ondaletas na configuração de cilindros dispostos lado a lado.....	61
Figura 4.21 – Espectro de Fourier para cilindros de 25 mm, $h/d = 3$ com a sonda posicionada na altura do centro ( $h/2$ ) na configuração de cilindros dispostos lado a lado.....	61

Figura 4.22 – Visualização do escoamento sobre dois cilindros finitos posicionados lado a lado mostrando a formação das esteiras larga e estreita em cilindros com diâmetro de 25 mm, $h/d = 3$ .....	62
Figura 4.23 – Desenho esquemático do par de cilindros finitos para análise do ponto de desprendimento de vórtices no escoamento principal. ....	63
Figura 4.24 – Distância “x” entre o ponto de medição e o desprendimento de vórtices advindos da extremidade livre para cilindros de 25 mm com $h/d = 3$ e 4.....	64
Figura 4.25 – Distância “x” entre o ponto de medição e o desprendimento de vórtices advindos da base para cilindros de 25 mm com $h/d = 3$ e 4.....	65
Figura 4.26 – Sinais de velocidades instantâneas capturadas para cilindros de diâmetro 32 mm, $h/d = 4$ com as sondas V1 e V2 posicionadas na altura do centro ( $h/2$ ) dos cilindros. ....	65
Figura 4.27 – Visualização do escoamento em torno de dois cilindros finitos posicionados lado a lado mostrando a formação das esteiras larga e estreita em cilindros com diâmetro de 32 mm, $h/d = 4$ .....	66
Figura 4.28 – Reconstrução dos sinais de velocidades instantâneas para cilindros de diâmetro 32 mm com $h/d = 4$ com as sondas posicionadas no centro ( $h/2$ ) do cilindro, através de transformada discreta de ondaletas.....	67
Figura 4.29 – Espectrograma dos sinais de velocidades instantâneas (energia em escala arbitrária) para cilindros de diâmetro 32 mm com $h/d = 4$ com a sonda posicionada no centro ( $h/2$ ), através de transformada contínua de ondaletas. ....	67
Figura 4.30 – Sinais de velocidades instantâneas capturadas para cilindros de 32 mm, $h/d = 3$ com a sonda posicionada na altura do centro ( $h/2$ ). ....	68
Figura 4.31 – Visualização do escoamento em torno de dois cilindros finitos posicionados lado a lado mostrando a formação das esteiras larga e estreita em cilindros com diâmetro de 32 mm, $h/d = 3$ .....	69
Figura 4.32 – Reconstrução dos sinais de velocidades instantâneas para cilindros de 32 mm com $h/d = 3$ com as sondas posicionadas na altura do centro ( $h/2$ ), através de transformada discreta de ondaletas.....	69
Figura 4.33 – Espectrograma dos sinais de velocidades instantâneas (energia em escala arbitrária) para o cilindro de 32 mm com $h/d = 3$ com a sonda posicionada na altura do centro, através de transformada contínua de ondaletas. ....	70

Figura 4.34 – Distância entre o ponto de medição por sonda de fio quente e o desprendimento de vórtices advindos da base para cilindros de 32 mm com $h/d = 3$ e 4. ....	71
Figura 4.35 – Ilustração da direção do escoamento ascendente em cilindros finitos de 32 mm de diâmetro com: (a) $h/d=4$ e (b) $h/d=3$ . ....	71
Figura 4.36 – Distância entre o ponto de medição por sonda de fio quente e o desprendimento de vórtices advindos da extremidade livre para cilindros de 32 mm com $h/d = 3$ e 4. ....	72
Figura 4.37 – Ilustração da direção do escoamento descendente em cilindros finitos de 32 mm de diâmetro com: a) $h/d=4$ e b) $h/d=3$ . ....	73
Figura 4.38 – Espectrograma 3D dos sinais de velocidades instantâneas da sonda 1 para os cilindros de: (a) 25 mm com $h/d = 4$ , (b) 25 mm com $h/d = 3$ , (c) 32 mm com $h/d = 4$ , (d) 32 mm com $h/d = 3$ com a sonda posicionada na altura do centro ( $h/2$ ), através de transformada contínua de ondaletas. ....	75
Figura 4.39 – Visualização do escoamento na extremidade livre para cilindros finitos dispostos lado a lado com diâmetro de 32 mm e $h/d = 4$ : a) modo 1 e b) modo 2. ....	76
Figura 4.40 – Visualização do escoamento na base para cilindros finitos dispostos lado a lado com diâmetro de 32 mm e $h/d = 4$ : a) modo 1 e b) modo 2. ....	76
Figura 4.41 – Estrutura do escoamento em cilindros finitos dispostos lado a lado com o escoamento principal no modo 1. ....	77
Figura 4.42 – Estrutura do escoamento em cilindros finitos dispostos lado a lado com o escoamento principal no modo 2. ....	78
Figura 4.43 – Visualização de escoamento para dois cilindros finitos dispostos lado a lado com $h/d = 4$ e razão $p/d = 1,26$ : (a) Modo 1 (b) Troca de modo (c) Modo 2. Plano superior de visualização. $Re = 2,50 \times 10^4$ . ....	79
Figura 4.44 – Sinais de velocidades instantâneas capturadas para os cilindros de 25 mm com: (a) $h/d = 4$ e (b) $h/d = 3$ com a sonda 1 posicionada na base. ....	80
Figura 4.45 – Sinais de velocidades instantâneas capturadas para os cilindros de 32 mm com: (a) $h/d = 4$ e (b) $h/d = 3$ com a sonda 1 posicionada na base. ....	80
Figura 4.46 – Sinais de velocidades instantâneas capturadas para os cilindros de 25 mm com: (a) $h/d = 4$ e (b) $h/d = 3$ com a sonda posicionada no topo do cilindro. ....	81
Figura 4.47 – Sinais de velocidades instantâneas capturadas para os cilindros de 32 mm com: (a) $h/d = 4$ e (b) $h/d = 3$ com a sonda posicionada no topo do cilindro. ....	81

Figura 4.48 – Sinais de velocidades instantâneas e reconstruções dos sinais de velocidade para os cilindros de 25 mm com $h/d = 4$ e: (a) $Re=9,20 \times 10^3$ , (b) $Re=1,27 \times 10^4$ , (c) $Re=1,96 \times 10^4$ , (d) $Re=2,61 \times 10^4$ , (e) $Re=3,23 \times 10^4$ , (f) $Re=3,76 \times 10^4$ .....	83
Figura 4.49 – Sinais de velocidades instantâneas e reconstruções dos sinais de velocidade para os cilindros de 25 mm com $h/d = 3$ e: (a) $Re=9,20 \times 10^3$ , (b) $Re=1,27 \times 10^4$ , (c) $Re=1,96 \times 10^4$ , (d) $Re=2,61 \times 10^4$ , (e) $Re=3,23 \times 10^4$ , (f) $Re=3,76 \times 10^4$ .....	85
Figura 4.50 – Sinais de velocidades instantâneas e reconstruções dos sinais de velocidade para os cilindros de 32 mm com $h/d = 4$ e: (a) $Re=1,18 \times 10^4$ , (b) $Re=1,63 \times 10^4$ , (c) $Re=2,51 \times 10^4$ , (d) $Re=3,35 \times 10^4$ , (e) $Re=4,13 \times 10^4$ , (f) $Re=4,81 \times 10^4$ .....	87
Figura 4.51 – Sinais de velocidades instantâneas e reconstruções dos sinais de velocidade para os cilindros de 32 mm com $h/d = 3$ e: (a) $Re=1,18 \times 10^4$ , (b) $Re=1,63 \times 10^4$ , (c) $Re=2,51 \times 10^4$ , (d) $Re=3,35 \times 10^4$ , (e) $Re=4,13 \times 10^4$ , (f) $Re=4,81 \times 10^4$ .....	89
Figura B.1 – Variação do erro na calibração da sonda de fio quente .....	102
Figura B.2 – Relação típica entre tensão e velocidade resultante do processo de calibração	102

## LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Investigações experimentais em cilindros circulares.....	20
Tabela 4.1 – Parâmetros utilizados para a realização dos experimentos com cilindros finitos. .....	40
Tabela 4.2 – Resultados dos experimentos para um cilindro finito com $Re = 2,00 \times 10^4$ . .....	46
Tabela 4.3 – Resultados do desprendimento de vórtices dos experimentos para um cilindro finito isolado com diâmetro de 25 mm e $h/d = 3$ para vários números de Reynolds. ....	52
Tabela 4.4 – Dados dos cilindros finitos dispostos lado a lado utilizados nos experimentos. .	55
Tabela 4.5 – Dados das etapas realizadas com cilindros finitos dispostos lado a lado utilizados nos experimentos. ....	55
Tabela A.1 - Resoluções dos instrumentos utilizados neste trabalho.....	100
Tabela B.1 - Registro de uma calibração típica de uma sonda de fio quente.....	101

## LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

ABCM	Associação Brasileira de Engenharia e Ciências Mecânicas
CTA	Constant Temperature Anemometry
CWT	Continuous Wavelet Transform
DPIV	Digital Particle Image Velocity
DWPT	Discrete Wavelet Packet Transform
DWT	Discrete Wavelet Transform
FV	Flow Visualization
IPH	Instituto de Pesquisas Hidráulicas
LAEFT	Laboratório de Energia e Fenômenos do Transporte
LES	Large Eddy Simulation
LIF	Laser Induced Fluorescence
LMF	Laboratório de Mecânica dos Fluidos
PROMECC	Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
PIV	Particle Image Velocity
PSD	Power Spectral Density
RNC	Rede Nacional de Combustão
UFRGS	Universidade Federal do Rio Grande do Sul

## LISTA DE SÍMBOLOS

A	área do cilindro	$m^2$
$A_c$	área do canal aerodinâmico	$m^2$
Be	largura de banda	Hz
$C_j$	aproximação do nível j	-
d	diâmetro do cilindro	m
$D_j$	detalhe do nível j	-
e	base dos logaritmos naturais	-
E	tensão medida com o anemômetro de fio quente	mV
$E_0$	tensão à velocidade zero	mV
$\phi$	função escala	-
f	frequência de aquisição ou amostragem	Hz
$f_a$	frequência correspondente a escala a	Hz
$F_\psi$	pseudofrequência da ondaleta	Hz
$f_s$	frequência de amostragem	Hz
h	altura do cilindro	m
$h_a$	afastamento entre o canal aerodinâmico e o cilindro	m
H	altura do canal aerodinâmico	m
IT	intensidade turbulenta	-
i	corrente elétrica	mA
j, a	coeficientes de escala	-
k, b	coeficientes de posição	-
L	largura do canal aerodinâmico	m
$l_l$	espessura da camada limite turbulenta	m
p	distância entre os centros dos cilindros	m
P	pressão média temporal	Pa
$P_D$	pressão dinâmica	Pa
$P_{xx}$	espectro de potência	$[x(t)^2]/\text{Hz}$
RA	razão de aspecto	-
Re	número de Reynolds ( $Ud/v$ )	-
St	número de Strouhal ( $f_s d/U$ )	-
t	tempo	s
T	período	s

$U$	velocidade de referência	m/s
$U_m$	velocidade média	m/s
$U_\infty$	velocidade do escoamento livre	m/s
$u'$	flutuação de velocidade	m/s
$x$	comprimento na coordenada $x$	m
$x$	variável	-
$y$	comprimento na coordenada $y$	m
$z$	comprimento na coordenada $z$	m
$\hat{X}$	transformada de Fourier	-
$\tilde{X}$	transformada de ondaletas	-
$\Psi$	função ondaleta	-
$\mu$	viscosidade do fluido	kg/[m.s]
$\nu$	viscosidade cinemática	m <sup>2</sup> /s
$\rho$	massa específica do fluido	kg/m <sup>3</sup>

# 1 INTRODUÇÃO

Na engenharia, o escoamento de fluidos sobre conjuntos de cilindros é visto em diversas aplicações, como por exemplo em pontes, plataformas *offshore*, torres e linhas de transmissão de energia elétrica e equipamentos de usinas nucleares, entre outros. Na elaboração de projetos são estudados diversos fenômenos, principalmente relacionados ao comportamento dos vórtices. O cilindro está sujeito a um escoamento cruzado, e à medida que o número de Reynolds aumenta e, como consequência, o escoamento torna-se turbulento, a força de sustentação pode se tornar um problema no projeto estrutural de engenharia.

Na análise de tubulações *offshore*, o cilindro é tipicamente estudado como bidimensional ou infinito. Para muitas outras aplicações, como chaminés industriais (como um exemplo *onshore*) e fundações circulares (como um exemplo submarino), os cilindros são de comprimento finito e as condições de contorno nas extremidades são de interesse, pois introduzem novos fenômenos ao escoamento. No escoamento em torno de cilindros de comprimento finito, ocorrem esteiras de comportamento complexo, mas com padrões coerentes mesmo em números de Reynolds relativamente baixos [Levold, 2012].

O fenômeno da biestabilidade ocorre quando dois cilindros estão dispostos lado a lado, a certa distância um do outro, e são submetidos a um escoamento transversal [Alam et al., 2003]. Tal fenômeno é também verificado no interior de bancos de tubos [Olinto et al., 2009]. Para verificação da existência do fenômeno da biestabilidade, alguns autores, como Olinto, 2005, e De Paula, 2008, utilizaram a razão de espaçamento de  $p/d = 1,26$ , onde  $p$  é a distância entre os centros dos cilindros e  $d$  o diâmetro.

Como a presença do fenômeno da biestabilidade pode acarretar em uma fonte adicional de instabilidades dinâmicas, surge a necessidade de maiores estudos, visando tentar identificar a ocorrência deste fenômeno, não só em cilindros infinitos, como acontece em estudos prévios, mas também em cilindros finitos.

O avanço das técnicas experimentais tem fornecido diversos resultados na análise deste fenômeno. Assim, para este estudo, serão utilizados dois cilindros finitos com média razão de aspecto e razão de espaçamento de 1,26, com o intuito de caracterizar, medir e visualizar o escoamento. Para isso, serão estudadas as características do escoamento, o desprendimento de vórtices e verificada a existência do fenômeno da biestabilidade. Além disso, serão definidas as razões de aspecto  $h/d$ , onde  $h$  é a altura do cilindro e  $d$  o diâmetro do

cilindro, e a razão de afastamento “ $h_a/d$ ”, onde  $h_a$  é a distância entre a extremidade livre do cilindro e o canal aerodinâmico.

## 1.1 Objetivos

Considerando o contexto apresentado, este trabalho propõe analisar o escoamento sobre dois cilindros finitos dispostos lado a lado com média razão de aspecto, com uma razão de espaçamento  $p/d=1,26$ , fixados sobre um fundo plano, perpendicular à direção principal do escoamento. Neste trabalho é considerada a existência de três escoamentos concomitantes: o escoamento ascendente, caracterizado pela estrutura de vórtices na base; o escoamento descendente, caracterizado pela estrutura de vórtices no topo; e o aqui chamado escoamento principal, caracterizado pelo desprendimento de vórtices à meia altura dos cilindros. A região do escoamento estudada neste trabalho compreende a região a jusante dos cilindros finitos, em três pontos distintos: base, centro ( $h/2$ ) e extremidade livre. O ponto principal é identificar a presença ou não do fenômeno da biestabilidade e a influência do escoamento ascendente, advindo da base, e do escoamento descendente, proveniente da extremidade livre, diretamente no centro ( $h/2$ ) dos cilindros finitos, este chamado de escoamento principal. Define-se, neste trabalho, cilindro finito como um cilindro fixo em uma extremidade, em uma das paredes do canal, enquanto a outra extremidade não alcança a parede oposta do canal, em contraposição do cilindro passante (ou infinito), em que ambas extremidades estão fixas nas paredes. Os dados experimentais foram adquiridos a partir de experimentos em canal aerodinâmico, no Laboratório de Mecânica dos Fluidos (Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Rio Grande do Sul), variando apenas o número de Reynolds, utilizando a técnica de anemometria de fio quente para a aquisição dos dados. Os dados adquiridos foram processados através de programas desenvolvidos em linguagem *Matlab*®. Além disso, experimentos de visualização do escoamento foram realizados no mesmo canal aerodinâmico e após em canal hidráulico no Laboratório de Energia e Fenômenos do Transporte (Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Rio Grande do Sul). As imagens adquiridas foram processadas por meio de *softwares* de edição de imagens, como o *Tracker*®.

Para atender ao objetivo principal há questões a serem respondidas:

- O fenômeno da biestabilidade está presente no escoamento principal a jusante dos cilindros finitos dispostos lado a lado para os números de Reynolds investigados, nos três pontos escolhidos para análise?
- Na presença do fenômeno da biestabilidade no escoamento principal, este é influenciado pelo padrão de escoamento da extremidade livre?
- Na presença do fenômeno da biestabilidade no escoamento principal, este é influenciado pelo padrão de escoamento da base?
- Existe relação entre a razão de aspecto e a interferência do escoamento ascendente e do escoamento descendente no fenômeno da biestabilidade?

Para alcançar o objetivo proposto, o trabalho é dividido da seguinte forma:

- No capítulo 2 apresenta-se uma revisão de alguns trabalhos anteriores sobre escoamentos turbulentos, escoamento sobre um cilindro único, escoamento sobre dois cilindros dispostos lado a lado, escoamento sobre um cilindro finito, escoamento sobre dois cilindros finitos dispostos lado a lado e técnicas de visualização do escoamento existentes na literatura.
- No capítulo 3 são apresentados: a descrição dos métodos matemáticos; da técnica de anemometria de fio quente e a metodologia empregada para o processamento dos dados; além de uma prévia sobre a visualização do escoamento.
- No capítulo 4 são apresentados os resultados referentes a: desprendimento de vórtices para um cilindro circular finito; ocorrência ou não do fenômeno da biestabilidade em análise de cilindros finitos dispostos lado a lado; análise com número de Reynolds fixo e com variação do número de Reynolds; visualização do escoamento para cilindros finitos dispostos lado a lado.
- No capítulo 5 são apresentadas as conclusões e algumas sugestões para trabalhos futuros.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A revisão a seguir explora estudos relacionados ao escoamento em cilindros circulares, iniciando com uma abordagem sobre o escoamento sobre um único cilindro e seguindo até o arranjo de dois cilindros dispostos lado a lado. Para um único cilindro será elucidado como ocorre o escoamento e a frequência de desprendimento de vórtices. Em seguida, para cilindros dispostos lado a lado, além dos itens anteriores será explicado como ocorre o fenômeno biestável e modos de troca, oriundos do escoamento. Na sequência será apresentada uma introdução sobre a utilização da transformada de ondaletas aplicada à mecânica dos fluidos.

Inicialmente, serão abordados assuntos referentes a cilindros infinitos, para que haja um entendimento do conceito inicial de escoamento e turbulência, antes de chegar ao foco principal do trabalho: cilindros finitos.

Segundo Möller e Silvestrini, 2004, a definição de turbulência varia de acordo com a literatura, não há um consenso sobre uma definição ampla, de forma a abranger todas as suas características.

A turbulência manifesta-se através do comportamento caótico espacial e temporal apresentado por escoamentos de fluidos com números de Reynolds elevados, ou seja, é um sistema dissipativo com um elevado número de graus de liberdade [Dias Junior e Woiski, 2010].

Para tratamento dos sinais de turbulência, frequentemente é utilizada a Transformada de Fourier, porém esta torna-se ineficaz em séries onde o valor médio varia com o tempo. Neste caso, utiliza-se a Transformada de Ondaletas, que é uma importante ferramenta matemática para tratamento de sinais não-estacionários [Indrusiak e Möller, 2011].

Alam et al., 2003, elaboraram um estudo sobre o escoamento em torno de dois cilindros circulares de mesmo diâmetro, dispostos lado a lado com o escoamento na direção transversal. Este estudo revelou que a esteira de vórtices possui diferentes modos de escoamento, e estes modos podem ser classificados em termos da razão de espaçamento  $p/d$ , sendo “ $p$ ” a distância entre os centros dos cilindros e “ $d$ ” o diâmetro.

Sumner et al., 1999, apresentaram uma classificação de comportamento do escoamento ao redor de dois cilindros lado a lado conforme a razão de espaçamento  $p/d$ , para razões de espaçamento intermediárias ( $1,2 < p/d < 2,2$ ). Foi identificada a formação de duas esteiras atrás dos cilindros, uma esteira larga e outra esteira estreita, Figura 2.1. Estas esteiras

geram duas frequências dominantes de desprendimento de vórtices: uma mais alta, relacionada à esteira estreita, e outra mais baixa, relacionada à esteira larga. De acordo com a literatura, o padrão de escoamento que se orienta ora na direção de um cilindro, ora na direção do outro é denominado fenômeno da biestabilidade.

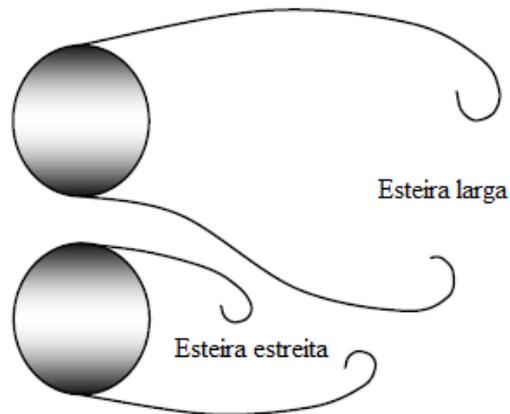


Figura 2.1 – Escoamento para dois cilindros dispostos lado a lado com razão  $p/d$  intermediária (adaptado de De Paula, 2008).

Devido à importância do escoamento na junção dos cilindros em aplicações tais como pilares de pontes, o escoamento na região foi estudado com cilindros finitos por Agui e Andreopoulos, 1992, entre outros. No escoamento de entrada, o fluido perto da parede tem uma velocidade mais baixa do que o escoamento imediatamente acima dela, devido à condição de contorno na parede. Desta forma, ocorre uma recirculação próximo à base do cilindro, Figura 2.2. Essa recirculação possui um formato tridimensional de uma ferradura e é formada a montante do cilindro, conforme a camada limite na base se aproxima do cilindro.

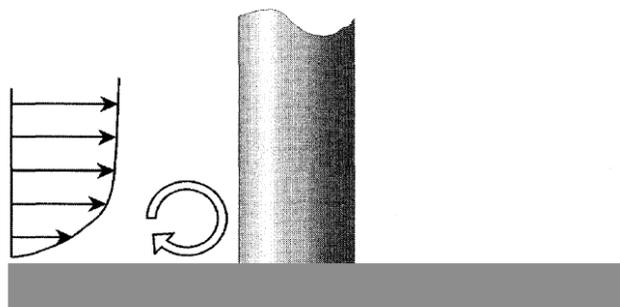


Figura 2.2 – Escoamento de recirculação na junção cilindro / base (adaptado de Heseltine, 2003).

A extremidade livre do cilindro finito é exposta ao escoamento livre de entrada. A base do cilindro está exposta ao escoamento da camada limite. O cilindro finito é definido pela sua altura,  $h$ , e diâmetro,  $d$ , ou a razão de aspecto, “ $h/d$ ”. Cilindros finitos possuem além de pares de vórtices na base, outras estruturas de vórtices presentes, (Sumner et al., 2004) e um esquema mostrando estas estruturas pode ser visualizado na Figura 2.3.

Neste trabalho é considerada a existência de três escoamentos concomitantes: o escoamento ascendente, caracterizado pela estrutura de vórtices na base; o escoamento descendente, caracterizado pela estrutura de vórtices no topo; e o aqui chamado escoamento principal, caracterizado pelo desprendimento de vórtices à meia altura dos cilindros.

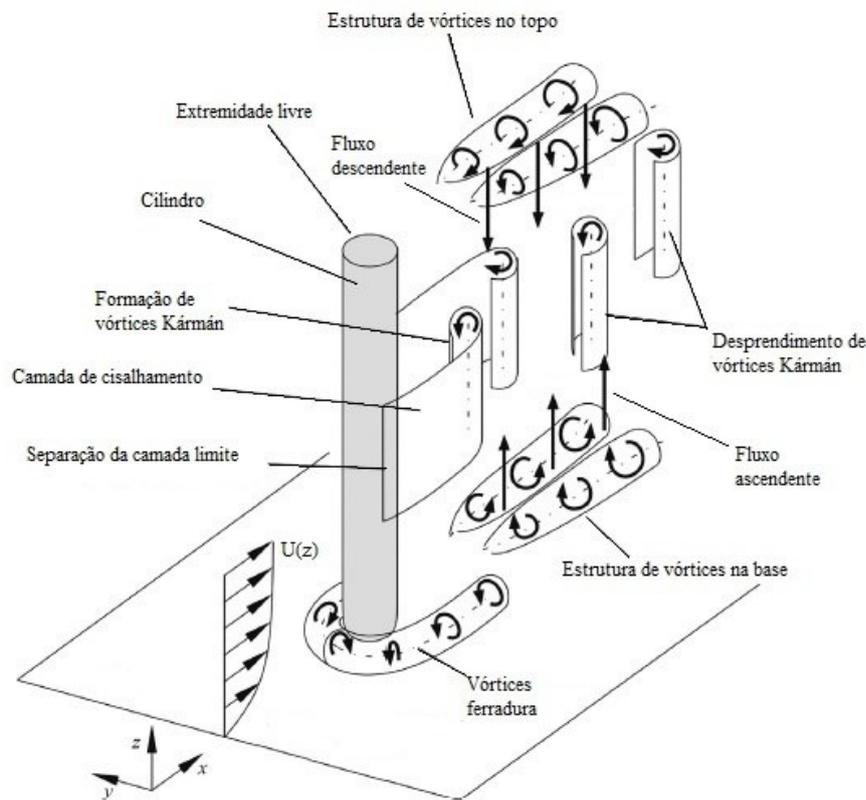


Figura 2.3 – Esquema da estrutura do escoamento em cilindros finitos  
(adaptado de Sumner et al., 2004).

Levold, 2012, estudou o escoamento em torno de cilindros finitos com baixo número de Reynolds ( $Re = 100$ ), com o objetivo de isolar e investigar as características dos escoamentos que ocorrem a jusante da extremidade livre e da junção parede-cilindro. Duas configurações foram estudadas, sendo a primeira com  $h/d = 50$  e duas extremidades livres e a segunda com  $h/d = 25$  e uma extremidade livre. O estudo mostra que a mudança na geometria

não afetou a formação de vórtices significativamente. Por outro lado, a frequência de desprendimento de vórtices reduziu quando a razão de aspecto foi reduzida para  $h/d = 25$ .

Williamson, 1996, fez um estudo experimental sobre o desprendimento dos vórtices em cilindros finitos e a influência das extremidades do cilindro. Para  $64 < Re < 178$ , ele identificou formação de vórtices na região central, e uma formação menor perto de cada extremidade. Ainda relatou que a formação de vórtices pode ser detectada na região central dos cilindros em proporções  $h/d < 45$ . Isto implica que para cilindros mais longos, a região central não é diretamente afetada pela formação de vórtices nas extremidades.

## 2.1 Escoamentos turbulentos

De acordo com Möller e Silvestrini, 2004, não existe uma convenção na definição de turbulência na forma de abranger todas suas características. A proposta clássica, segundo Tennekes e Lumley, 1972, consiste em caracterizar a turbulência em sete pontos, conforme descrição a seguir:

- a) irregularidade: todo escoamento turbulento é irregular e randômico, tornando impossível uma análise determinística, trabalhando-se assim, com métodos estatísticos;
- b) difusividade: produz mistura do fluido, aumenta a transferência de calor e retarda o descolamento da camada limite;
- c) altos números de Reynolds: a turbulência ocorre por instabilidades no escoamento laminar quando o número de Reynolds aumenta.
- d) tridimensionalidade da vorticidade: a turbulência é rotacional e tridimensional, com flutuações tridimensionais da vorticidade, portanto escoamentos vorticiais bidimensionais não podem ser considerados turbulentos;
- e) dissipação: escoamentos turbulentos são sempre dissipativos e necessitam de uma fonte de energia para sustentação. Sem o fornecimento de energia, a turbulência diminui e a viscosidade transforma o movimento turbulento de pequenas escalas em calor;
- f) meio contínuo: a turbulência é um fenômeno contínuo e a menor escala da turbulência é muito maior que a escala molecular;
- g) “escoamentos turbulentos são escoamentos”: a turbulência é uma característica do escoamento e não do fluido.

Em escoamentos turbulentos, porém, podem ser identificadas estruturas conhecidas como coerentes que se refere à separação das variáveis espaciais e temporais. Estas estruturas apresentam alto grau de organização, com preservação de forma e imprevisibilidade. Lesieur, 1997, considera que uma estrutura coerente seja classificada como vórtice coerente se em suas características:

- a) exista uma concentração de vorticidade suficiente de forma que as trajetórias de fluido possam girar ao redor;
- b) possua um tempo de vida maior que o tempo de giro total;
- c) possua a propriedade de imprevisibilidade no sentido de que tenha alta sensibilidade às condições iniciais do escoamento.

Escoamentos turbulentos são caracterizados por números de Reynolds altos. Assim, é razoável esperar que qualquer descrição da turbulência funcione adequadamente à medida que esse número aumenta de forma considerável. A esse conceito, dá-se o nome de invariância assintótica e a partir deste podem ser estabelecidos critérios como a similaridade via número de Reynolds.

As características de um escoamento turbulento, em um dado ponto ao longo do tempo, são controladas apenas pela região imediatamente à sua volta. As escalas de tempo e de comprimento variam ao longo do escoamento, mas por vezes é possível assumir que a turbulência é dinamicamente similar sempre que adimensionalizada por estas escalas, isto é, suas características permanecem inalteradas. A esse conceito, dá-se o nome de invariância local ou autopreservação.

## **2.2 Escoamentos sobre um cilindro único**

De acordo com Meneghini et al., 2010, um corpo rombudo pode ser definido como aquele que gera separação do escoamento em uma porção considerável de sua superfície. Após a separação, ocorre a formação de duas camadas cisalhantes livres na região posterior ao corpo, com vorticidade de sinais opostos, formando um sistema instável na presença de certas perturbações. A interação entre estas duas camadas é a principal razão da formação e desprendimento de vórtices atrás do corpo. No escoamento sobre cilindros circulares, os modos de desprendimento de vórtices são classificados em função do número de Reynolds, que é definido como:

$$Re = \frac{Ud}{\nu} \quad (2.1)$$

onde  $U$  é a velocidade característica do escoamento (velocidade da corrente livre),  $d$  é o comprimento característico (o diâmetro no caso de um cilindro) e  $\nu$  é a viscosidade cinemática do fluido.

Conforme Blevins, 1990, Figura 2.4, os modos de desprendimento de vórtices para cilindros circulares lisos são classificados de acordo com o número de Reynolds:

- Para  $Re < 5$ , a estrutura de escoamento é simétrica tanto na frente quanto atrás do cilindro, não apresentando descolamento da camada limite, sendo conhecido como escoamento reptante (*creeping flow*);
- Na faixa de  $5 < Re < 40$ , inicia a separação no ponto de estagnação a jusante do corpo e o escoamento é alterado para um regime de duplo vórtice estável, onde dois vórtices simétricos estacionários são formados por trás do cilindro. Esses vórtices crescem conforme aumenta o número de Reynolds (vórtices de Föppl);
- Quando  $40 < Re < 150$ , oscilações começam a ocorrer no final da zona de recirculação, aumentando o desprendimento conforme aumenta o número de Reynolds. Assim ocorre um desequilíbrio entre os vórtices, fortalecendo um e enfraquecendo o outro, causando oscilação da esteira e resultando na formação de uma esteira periódica laminar de vórtices alternados e de sinal de vorticidade opostos (*vortex street*). Este processo é conhecido como “avenida de von Kármán”;
- Na faixa entre  $150 < Re < 300$ , o escoamento produz desprendimento de vórtices irregulares gerando flutuações turbulentas na esteira, sendo a camada limite a montante do cilindro laminar;
- Entre  $300 < Re < 3,00 \times 10^5$ , o regime é denominado subcrítico e ocorre o ponto de transição da camada de cisalhamento de escoamento laminar para turbulento. Nessa faixa, a camada limite laminar se separa a, aproximadamente,  $80^\circ$  em relação ao ponto de estagnação de montante. A transição ocorre com o aumento do número de Reynolds e continua aumentando até  $Re=4,00 \times 10^4$ . Para números de Reynolds maiores, o escoamento é geralmente independente do número de Reynolds até aproximadamente  $Re=3,00 \times 10^5$ , onde ocorre o fim do regime subcrítico;
- Para números de Reynolds entre  $3,00 \times 10^5$  e  $3,50 \times 10^6$ , o escoamento entra no regime crítico, o ponto de transição à turbulência se aproxima muito do ponto de

descolamento laminar que ainda o antecede e a camada limite do cilindro torna-se turbulenta e os pontos de separação movem-se para  $140^\circ$ ;

- No regime supercrítico com  $Re > 3,50 \times 10^6$ , o desprendimento de vórtices regular é recomposto com uma camada limite turbulenta no cilindro. Como resultado, o ponto de separação se move para trás a  $120^\circ$  a partir do ponto de estagnação, pelo fato de que a camada limite turbulenta pode suportar um maior gradiente adverso de pressão e, portanto, atrasar o início da separação da camada limite.

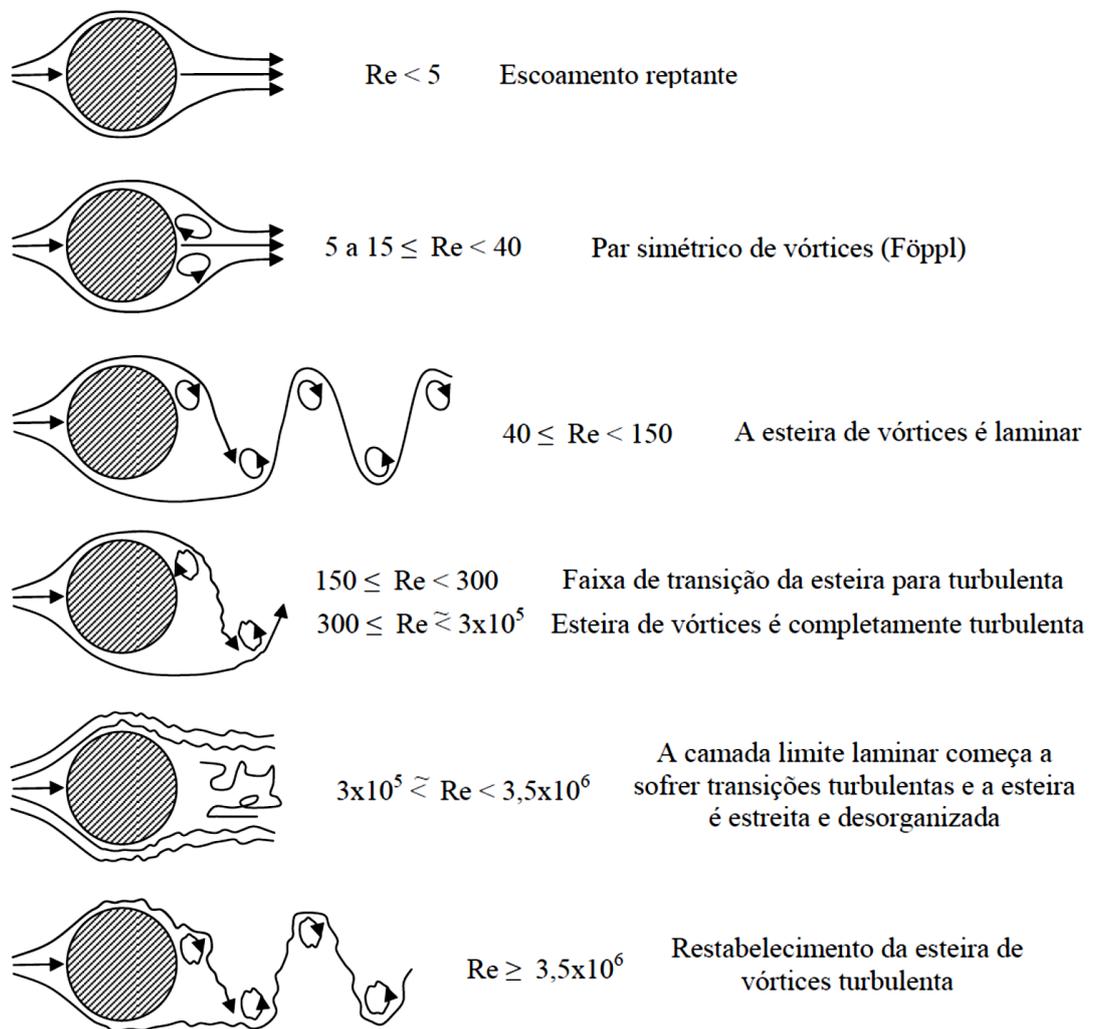


Figura 2.4 – Regimes esquemáticos de desprendimento de vórtices para escoamentos através de cilindros circulares lisos. (Adaptado de Blevins, 1990).

A frequência de desprendimento dos vórtices em cilindros é adimensionalizada pela seguinte expressão, que resulta no número de Strouhal:

$$St = \frac{f_s d}{U} \quad (2.2)$$

onde  $f_s$  é a frequência de desprendimento dos vórtices.

Em relação à razão de bloqueio, dada por  $d/L$ , onde “ $d$ ” é o diâmetro do cilindro e “ $L$ ” a largura do canal, Indrusiak e Möller, 2011, estudaram experimentalmente, por meio de anemometria de fio quente, a aceleração e desaceleração do escoamento na esteira de um cilindro em um canal aerodinâmico com alta razão de bloqueio. Neste estudo, os autores compararam os resultados das ondaletas aos resultados da análise de Fourier obtidos a partir de séries de dados para número de Reynolds entre  $1,70 \times 10^3$  e  $3,00 \times 10^4$ . Os resultados demonstraram que em alta razão de bloqueio, o número de Strouhal aumenta a baixos números de Reynolds. Para uma razão de bloqueio de 16,5% e  $Re \leq 2,5 \times 10^4$ , o número de Strouhal é fortemente afetado pelo desvio do escoamento em torno do cilindro e apresenta um incremento de até 57% para baixos números de Reynolds. As análises foram realizadas através de ondaletas, considerada como uma ferramenta valiosa para lidar com ambos os fenômenos, transitórios e estacionários, além de serem capazes de capturar as características do escoamento transiente, tal como a análise de Fourier pode fazer para aquisições em estado permanente.

Möller et al., 2015a, estudaram experimentalmente, utilizando a técnica de anemometria de fio quente em canal aerodinâmico, o efeito da razão de bloqueio no processo de desprendimento de vórtices em um cilindro submetido a escoamento turbulento. A razão de bloqueio é aumentada conforme aumenta-se o diâmetro dos cilindros. As velocidades de referência foram 5, 10 e 15 m/s. O número de Reynolds variou entre  $8,90 \times 10^3$  e  $5,57 \times 10^4$ . Resultados mostraram que a frequência de desprendimento de vórtices é diferente em cada série de dados e tende a decrescer no intervalo dos números de Reynolds estudados, pois observou-se um aumento no número de Strouhal para alta razão de bloqueio. Em casos com altos números de Reynolds foi observada uma diminuição no número de Strouhal para baixas razões de bloqueio.

### 2.3 Escoamentos ao redor de dois cilindros dispostos lado a lado

Alam et al., 2003, estudaram o escoamento em torno de dois cilindros circulares de mesmo diâmetro, dispostos lado a lado na transversal em relação ao escoamento, e observaram que a esteira de vórtices possui diferentes modos de escoamento. Tais modos podem ser classificados em termos da razão de espaçamento  $p/d$ , onde “ $p$ ” é a distância entre os centros dos cilindros e “ $d$ ” o diâmetro. Os estudos foram realizados utilizando o número de Reynolds de  $5,5 \times 10^4$ , ou seja, no regime subcrítico, e demonstraram que as forças exercidas sobre os corpos são insensíveis às variações do número de Reynolds neste regime.

Sumner et al., 1999, investigaram o comportamento do escoamento em torno de dois cilindros circulares dispostos lado a lado, utilizando técnicas de visualização do escoamento, anemometria de fio quente e PIV (*Particle Image Velocity*). A razão de espaçamento  $p/d$  variou de 1 a 4 e o número de Reynolds variou de 500 a 3000. Neste trabalho, o desprendimento de vórtices se mostrou sincronizado. Quando  $p/d = 1$ , os cilindros estão em contato e se comportam como um corpo rombudo com uma frequência de desprendimento de vórtices menor do que a de um único cilindro, devido ao aumento das camadas livres de cisalhamento. Para razões de espaçamento entre 1,0 e 1,2, ainda ocorre o comportamento de corpo rombudo e a frequência de desprendimento é a mesma do caso anterior, ocorrendo somente nas camadas de cisalhamento externas, devido à velocidade com que o fluido passa pela fenda entre os dois cilindros. Quando a razão de espaçamento está entre 1,2 e 2,2 verifica-se a formação de duas esteiras, sendo uma larga e outra estreita. Desta forma, duas frequências dominantes de desprendimento de vórtices são verificadas, sendo uma mais alta relacionada à esteira estreita, e outra mais baixa relacionada à esteira larga. O escoamento que passa pela fenda é desviado na direção da esteira mais estreita, sendo orientado ora na direção de um cilindro, ora na direção do outro. Esta mudança intermitente é chamada de fenômeno da biestabilidade e ocorre independentemente do número de Reynolds.

Xu et al., 2003, utilizaram as técnicas de visualização do escoamento com fluorescência induzida por laser (LIF – *Laser Induced Fluorescence*), PIV (*Particle Image Velocity*) e anemometria de fio quente para investigar efeitos do número de Reynolds, na faixa de 150 a 1000, sobre a estrutura do escoamento de dois cilindros dispostos lado a lado com  $p/d$  entre 1 e 1,7. Eles relataram que, para uma razão de espaçamento  $p/d \leq 1,25$ , apenas uma frequência foi detectada atrás dos dois cilindros e apresentava independência do número de

Reynolds. Para  $1,25 \leq p/d \leq 1,6$ , a mesma frequência dominante foi encontrada em menores números de Reynolds, no entanto, uma frequência mais alta ocorreu para número de Reynolds maiores, indicando que há mudança nos padrões de escoamento com o aumento do número de Reynolds. Em se tratando de  $p/d \geq 1,6$ , a frequência de desprendimento de vórtices era independente do número de Reynolds, porém continuavam sendo detectadas duas frequências no escoamento. A visualização do escoamento mostrou ainda que houve apenas uma esteira de vórtices por trás dos dois cilindros com baixos números de Reynolds, evoluindo para duas esteiras com o aumento do número de Reynolds.

Möller et al., 2015b, estudaram experimentalmente, através da técnica de anemometria de fio quente em canal aerodinâmico, o efeito da razão de bloqueio no processo de desprendimento de vórtices e sobre o fenômeno biestável em dois cilindros dispostos lado a lado. A razão de bloqueio foi aumentada conforme aumentava-se o diâmetro dos cilindros e a razão de espaçamento era de 1,26. Os resultados indicaram forte influência da razão de bloqueio sobre o fenômeno biestável. Índices de bloqueio menores de 15% não apresentaram o fenômeno biestável levando à conclusão de que não pode ocorrer sem a influência da parede, porém a proximidade com as paredes também pode impedir a ocorrência do fenômeno, caso de cilindros de 60 mm, confirmando que, ao aumentar a razão de bloqueio, a ocorrência do fenômeno biestável é reduzida.

## 2.4 Escoamentos sobre um cilindro finito

O escoamento em torno de um cilindro circular finito é mais complicado em comparação com um cilindro circular infinito. Em um cilindro circular finito, o escoamento nas extremidades pode interagir com o desprendimento de vórtices, suprimindo o processo de formação da esteira em cilindros de pequena proporção ou até mesmo alterar a frequência de desprendimento de vórtices, modificando, conseqüentemente, o número de Strouhal. Devido a estas interações, o escoamento sobre a extremidade livre e em torno da base é considerado como causa da forte tridimensionalidade no campo de escoamento [Park e Lee, 2000].

Rooney et al., 1995, mediram experimentalmente em túnel de vento a frequência de desprendimento de vórtices em cilindros finitos em distâncias a jusante do cilindro, a partir de um a seis diâmetros, com razões de aspecto “ $h/d$ ” entre 0,67 e 11,33 e número de Reynolds entre  $7,30 \times 10^3$  e  $2,00 \times 10^4$ . Os autores identificaram que o número de Strouhal aumenta

gradativamente e em seguida diminui para a faixa de  $0,67 \leq h/d \leq 5,33$ , não deixando claro uma provável relação com a razão de aspecto. Na faixa de  $5,33 \leq h/d \leq 11,33$  o número de Strouhal aumentou com o aumento da razão de aspecto. Outro ponto mencionado foi que, nas faixas  $0,67 \leq h/d \leq 2$  e  $5,33 \leq h/d \leq 7,33$ , foram detectados picos muito fracos no espectro de potência, mas nas faixas  $2,67 \leq h/d \leq 4,67$  e  $h/d > 7,33$ , ocorreram picos agudos e fortes atrás do cilindro. Ainda, foi mencionada uma queda repentina na frequência de desprendimento de vórtices em torno da altura  $0,6h$  para os cilindros finitos com alta razão de aspecto e de uma frequência baixa perto da extremidade livre, independentemente da razão de aspecto.

Okamoto e Yagita, 1973, investigaram experimentalmente em túnel de vento as características dos vórtices atrás de um cilindro circular finito onde uma extremidade é fixada em uma placa plana e a outra extremidade livre é imersa em um escoamento uniforme. A razão de aspecto do cilindro finito era de  $1 \leq h/d \leq 12,5$  e o número de Reynolds estava entre  $1,70 \times 10^3$  e  $1,50 \times 10^4$ . Neste estudo verificaram que, para  $h/d < 6$ , não havia formação de esteira de vórtices atrás do cilindro, devido ao valor máximo do coeficiente de arrasto local na vizinhança da extremidade livre. Outro fato importante verificado foi que, para cilindros finitos com  $h/d > 7$ , a frequência de desprendimento de vórtices diminuiu ao longo da altura do cilindro no sentido da base para a extremidade livre. Os autores supõem que a diminuição da frequência de desprendimento de vórtices pode ser devido a um aumento na largura da região de formação de vórtices por trás do cilindro.

Okamoto e Sunabashiri, 1992, estudaram os efeitos da relação de aspecto sobre a estrutura do escoamento em torno de um único cilindro circular finito com razão de aspecto entre 0,5 e 23,75, e número de Reynolds entre  $2,50 \times 10^4$  e  $4,70 \times 10^4$ . Eles relataram que os cilindros com  $1 \leq h/d \leq 2$  desprendem os vórtices simetricamente e a frequência de desprendimento de vórtices diminuiu com o aumento da razão de aspecto até atingir seu valor mínimo em  $h/d = 3$ . O formato de simetria da esteira é alterado para  $4 < h/d < 7$ . Depois disso, a frequência de desprendimento de vórtices aumenta conforme maior é a razão de aspecto. Outro fato relevante foi que os efeitos do vórtice ferradura e do escoamento de ar descendente a partir da extremidade livre foram enfraquecidos com o aumento da razão de aspecto.

Luo et al., 1996, realizaram estudos no comportamento do escoamento em torno de um único cilindro circular finito por medição da distribuição da pressão na superfície do cilindro. Para isso utilizaram três cilindros finitos com  $h/d = 4, 6$  e  $8$  com  $Re = 3,33 \times 10^4$ . Os resultados sugeriram que a magnitude do coeficiente de arrasto é fortemente dependente da estrutura do

escoamento, em especial na região perto da extremidade livre. Além disso, verificaram que o efeito do escoamento de ar descendente a partir da extremidade livre poderia estender-se a todo o cilindro, no caso de cilindros com baixa razão de aspecto, e apenas na parte superior em cilindros com alta razão de aspecto.

Park e Lee, 2000, investigaram experimentalmente em túnel de vento o efeito da extremidade livre sobre a estrutura do escoamento medindo a velocidade e a distribuição da pressão na superfície do cilindro finito. Para isso utilizaram três cilindros finitos com  $h/d = 6, 10$  e  $13$  e  $Re = 2,00 \times 10^4$ . A visualização do escoamento também foi realizada em um canal hidráulico para observar a estrutura do escoamento em torno do cilindro. Com base nos dados experimentais, os autores constataram que o efeito do escoamento de ar descendente induzido pelos vórtices duplos em rotação contrária próximo da extremidade livre levou à formação de uma esteira tridimensional. Outro fato mostrado foi que, quando a razão de aspecto foi reduzida, a frequência de desprendimento de vórtices também diminuiu. Além disso, foi verificado que não havia desprendimento de vórtices perto da extremidade livre, devido ao efeito do escoamento de ar descendente, porém pouco abaixo foi detectado um componente de frequência de 24 Hz, que parecia estar relacionado com os vórtices de rotação contrária gerados na extremidade livre.

Sumner et al., 2004, estudaram experimentalmente em túnel de vento os campos de vorticidade por trás de cilindros finitos com  $h/d = 3, 5, 7$  e  $9$  e  $Re = 6,00 \times 10^4$ . Neste estudo foi observado um par de vórtices de rotação contrária perto da extremidade livre, que causava um escoamento de ar descendente, e outro par de vórtices perto da base do cilindro, que causava um escoamento de ar ascendente. Também foi observado um efeito da razão de aspecto na estrutura do escoamento, onde não havia vórtices na base de cilindros finitos com baixa razão de aspecto, ao contrário da estrutura do escoamento para cilindros finitos com alta razão de aspecto. Desta forma, não houve desprendimento de vórtices ao longo da altura do cilindro finito com baixa razão de aspecto, sugerindo que houve uma substituição dos vórtices regulares por vórtices de rotação contrária.

Pattenden et al., 2005, estudaram um cilindro com razão de aspecto igual a 1 e através de medições do campo de pressões, e comprovaram a presença dos vórtices em ferradura ao redor da base do cilindro. As imagens instantâneas do escoamento revelam um padrão oscilatório de criação e fusão de vórtices, com um vórtice formado em uma localização a

jusante enquanto cresce e, em seguida, diminuindo ou se fundindo com o novo vórtice a montante.

Adaramola et al., 2006, estudaram em um túnel de vento a estrutura da esteira turbulenta em cilindros circulares finitos com  $h/d = 3, 5, 7$  e  $9$  e  $Re = 6,00 \times 10^4$ . Os dados experimentais mostraram que os cilindros com razão de aspecto entre 5 e 9 tinham uma estrutura de esteira semelhante, com um campo de velocidades de escoamento descendente entre os vórtices da extremidade livre e escoamento ascendente entre as estruturas de vórtices da base, enquanto que a estrutura de esteira atrás do cilindro com  $h/d = 3$  mostrou a ausência das estruturas de vórtices na base, bem como do escoamento ascendente.

Donnert et al., 2007, utilizaram a técnica de visualização de escoamento em canal hidráulico fechado para investigar a transferência de massa no escoamento ao redor de cilindros finitos com razão de aspecto de 2,5 e 5 e com  $Re = 4,40 \times 10^4$  e  $Re = 2,20 \times 10^4$ . Neste estudo foi relatado que a jusante do cilindro finito com maior razão de aspecto ocorre um forte escoamento descendente e um pequeno escoamento descendente à jusante no cilindro finito com menor razão de aspecto.

Lee et al., 2007, utilizaram simulação numérica de grandes escalas (LES – *large eddy simulation*) para examinar as características do escoamento em cilindros circulares finitos com razão de aspecto de 2,5 e 10, a fim de compreender a estrutura do escoamento. Eles relatam que o escoamento de ar descendente em um cilindro com alta razão de aspecto é muito mais forte do que para um cilindro com baixa razão de aspecto, e a formação de vórtices na extremidade livre de um cilindro longo não está em fase com os vórtices na base.

Afgan et al., 2007, estudaram o escoamento em torno de cilindros finitos, também utilizando LES, com  $Re = 2,00 \times 10^4$  e  $h/d = 6$  e  $10$ . Os resultados da simulação demonstraram os mesmos efeitos relatados por Lee et al., 2007, em relação ao escoamento de ar descendente na base e na extremidade livre do cilindro finito.

Conforme relatos já citados de outros autores, Javadi e Kinai, 2014, utilizando LES com  $Re = 2,00 \times 10^4$  e  $h/d = 2$ , também observaram um escoamento descendente proveniente da extremidade livre devido a uma grande recirculação no topo e isso reafirma a influência direta deste processo no escoamento principal de uma forma geral.

## 2.5 Escoamentos ao redor de dois cilindros finitos dispostos lado a lado

Um dos primeiros estudos sobre cilindros finitos dispostos lado a lado foi realizado por Zdravkovich, 1980. Neste estudo foram realizadas medições das distribuições de pressão média ao longo dos eixos verticais de dois cilindros finitos de  $h/d = 4$  e  $6$  para  $Re = 2,00 \times 10^5$ , com o  $p/d = 1,325$ . Nesta configuração foi encontrado um padrão de escoamento biestável.

Park e Lee, 2003, estudaram a estrutura do escoamento em torno de dois cilindros circulares finitos dispostos lado a lado com  $h/d = 6$  utilizando as técnicas de visualização de escoamento e anemometria de fio quente em um túnel de vento com  $Re = 2,00 \times 10^4$ . A razão de espaçamento ficou entre  $1 \leq p/d \leq 2$ . Para  $p/d = 1$ , os resultados experimentais demonstraram que os dois cilindros se comportaram com sendo apenas um cilindro, por estarem completamente em contato. No intervalo de  $1,25 \leq p/d \leq 1,75$ , foi encontrado um padrão de escoamento biestável. A distribuição média de pressão ao longo do cilindro para  $p/d = 1,5$  apresentou um aumento da pressão média na base conforme se afastava da extremidade livre. Para  $p/d = 2$ , não houve interação entre o escoamento de cada cilindro e o padrão anterior foi substituído por um padrão de escoamento simétrico atrás dos dois cilindros. À medida que  $p/d$  aumenta, a produção regular de vórtices torna-se dominante, mas diminui o comprimento da região de formação dos vórtices.

Li e Sumner, 2009, estudaram experimentalmente o desprendimento de vórtices de dois cilindros finitos dispostos lado a lado e  $h/d = 9$  em um túnel de vento com  $Re = 2,40 \times 10^4$ . Os cilindros foram dispostos em configurações entre  $1,125 \leq p/d \leq 5$  e as medições foram realizadas com anemometria de fio quente feitas a jusante dos cilindros. As medições feitas ao longo do comprimento dos cilindros, para  $p/d = 1,25$ , mostraram que os picos do espectro de potência são extremamente fracos ao longo do cilindro e, em alguns casos, como próximo à extremidade livre ou próximo da base, os picos estão completamente ausentes. Estes efeitos são atribuídos à interferência na esteira sobre os padrões de escoamento perto das extremidades livres dos cilindros, em que as estruturas de vórtices desenvolvem um escoamento descendente que interage com o desprendimento de vórtices Kármán e a separação da camada limite.

Okamoto, 1991, estudou cilindros finitos com várias razões de aspecto e relata que, quando a proporção do cilindro é reduzida para  $h/d < 4$ , uma mudança drástica na estrutura de

esteira pode ocorrer com a formação de arco de vórtices ou vórtices ferradura. A camada de cisalhamento a partir da extremidade livre desempenha um papel crítico com as camadas de todos os lados do cilindro simultaneamente, para formar uma estrutura em arco.

Tanaka e Murata, 1999, estudaram cilindros finitos com diâmetro de 30 mm e  $1,25 < h/d < 10$  submetidos a um escoamento com velocidade de 20 m/s ( $Re = 3,70 \times 10^4$ ), e afirmaram que na estrutura do escoamento ocorre a formação de arcos de vórtices, com uma inclinação nas pontas da estrutura em arco na direção a jusante, como mostrado na representação tridimensional da Figura 2.5.

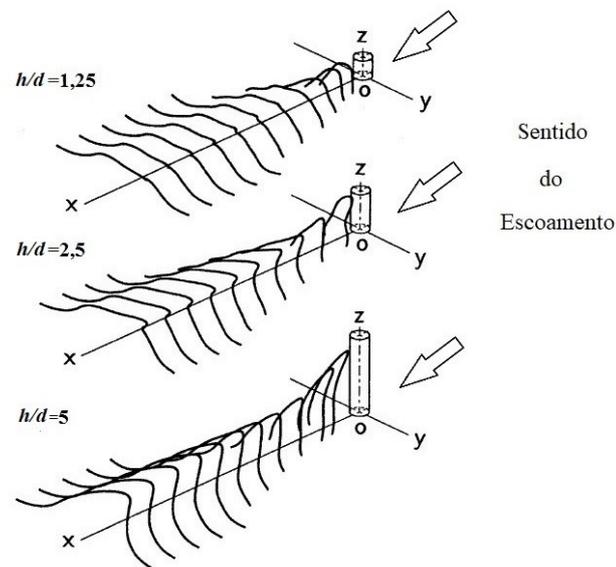


Figura 2.5 – Linhas de vórtices na estrutura do escoamento em cilindros finitos em diferentes razões de aspecto (Adaptado de Tanaka e Murata, 1999).

## 2.6 Visualização do escoamento em cilindros

Para solucionar problemas em mecânica dos fluidos são utilizados diversos estudos passando por análises numéricas e experimentais. Todas estas técnicas fornecem uma enorme quantidade de dados, dificultando a análise e o tratamento dos dados. Para uma análise mais qualitativa são utilizadas técnicas, como a de visualização do escoamento, que podem fornecer informações detalhadas sobre o padrão de escoamento em torno de corpos, como por exemplo, colocando partículas visíveis em um fluido e/ou utilizando laser para que a estrutura do escoamento seja capturada por uma câmera, auxiliando na interpretação dos dados e na compreensão de diversos fenômenos ao redor de um cilindro.

Para Mansur e Vieira, 2004, o uso de imagens na ciência está em constante crescimento, tanto na área de mecânica dos fluidos quanto em outras áreas, onde estão sendo desenvolvidas uma série de técnicas de visualização.

Sumner et al., 1999, utilizaram duas técnicas diferentes na análise do escoamento sobre arranjos de cilindros, sendo a primeira para visualização do escoamento através de injeção de tinta e a segunda através de PIV (*Particle Image Velocity*) para  $500 < Re < 3000$ .

Alam e Zhou, 2008, utilizaram a técnica de PIV para determinar números de Strouhal e as estruturas do escoamento ao redor de dois cilindros alinhados na direção do escoamento com diferentes diâmetros e número de Reynolds de  $6,50 \times 10^3$  e  $2,72 \times 10^4$ .

Williamson, 1985, utilizou a técnica de injeção de fumaça em túnel de vento para visualização dos modos de geração e desprendimento de vórtices sobre um par de cilindros para  $50 < Re < 200$ .

Guillaume e LaRue, 1999, utilizaram injeção de fumaça em um túnel de vento sendo esta iluminada por um plano de luz laser para visualizar o regime de escoamento biestável em arranjo de dois, três e quatro cilindros com  $2,50 \times 10^3 < Re < 4,40 \times 10^3$ .

Xu et al., 2003, também utilizaram injeção de fumaça e laser para estudar o efeito do número de Reynolds sobre a estrutura de escoamento atrás de dois cilindros posicionados lado a lado. Neste experimento utilizaram  $150 < Re < 1,43 \times 10^4$ .

Hiramoto e Higuchi, 2003, utilizaram a técnica de bolhas de hidrogênio para visualizar o escoamento e DPIV (*Digital Particle Image Velocity*) no estudo de desprendimento de vórtices em um par de cilindros lado a lado com um pequeno ângulo entre os cilindros, com  $Re = 440$ .

Pattenden et al., 2005, utilizaram a técnica de PIV em cilindros finitos com  $h/d = 1$  e  $Re = 2,00 \times 10^5$  para comprovar a presença dos vórtices em ferradura ao redor da base do cilindro.

Olinto, 2005, utilizou injeção de tinta em canal hidráulico para visualizar o escoamento em dois tubos posicionados lado a lado, uma fileira de tubos transversal ao escoamento e bancos de tubos de configuração quadrangular, com três razões de espaçamento diferentes para  $3,00 \times 10^4 < Re < 1,04 \times 10^5$ .

De Paula, 2008, também utilizou injeção de tinta no mesmo canal hidráulico, para visualizar o escoamento e a presença do fenômeno biestável em dois cilindros dispostos lado

a lado, três cilindros (um a montante e dois a jusante) e em duas fileiras de cilindros em arranjo triangular para  $7,50 \times 10^3 < Re < 2,98 \times 10^4$ .

Gonçalves et al., 2015, utilizaram a técnica de PIV para estudar o escoamento ao redor de cilindros com razões de aspecto de 0,3, 0,5, 1,0 e 2,0 para  $1,00 \times 10^4 < Re < 5,00 \times 10^4$ .

As investigações experimentais existentes em cilindros circulares estão resumidas na Tabela 2.1, onde “FV” visualização do escoamento; “CTA” anemometria a temperatura constante; “PIV” velocimetria de imagem de partículas.

Tabela 2.1 – Investigações experimentais em cilindros circulares.

Pesquisadores	$Re$	$p/d$	Experimento	Técnica	$h/d$	Velocidade do escoamento (m/s)
Sumner et al., 1999	500 - $3,00 \times 10^3$	1,0-6,0	Canal hidráulico	FV, CTA	16	0,03-0,19
Williamson, 1985	50 - 200	1,0-6,0	Túnel de vento e Canal hidráulico	FV	13	-
Guillaume e LaRue, 1999	$2,50 \times 10^3$ - $4,40 \times 10^3$	1,6-2,7	Túnel de vento	FV	24	3,0-24
Alam e Zhou, 2008	$6,50 \times 10^3$ - $2,72 \times 10^4$	-	Túnel de vento	PIV, CTA	0,24 - 1,0	14
Xu et al., 2003	150 - $1,43 \times 10^4$	1,2-1,6	Túnel de vento e Canal hidráulico	FV, PIV, CTA	47	0,3-16
Hiramoto e Higuchi, 2003	440	2,2	Túnel de vento e Canal hidráulico	DPIV, CTA	48 - 70	0,03-2,2
Pattenden et al., 2005	$2,00 \times 10^5$	-	Túnel de vento	FV, PIV	1	20
Olinto, 2005	$3,00 \times 10^4$ - $1,04 \times 10^5$	1,26-1,6	Canal aerodinâmico e Canal hidráulico	FV, CTA	4,5	0,07-13,8
De Paula, 2008	$7,50 \times 10^3$ - $2,98 \times 10^4$	1,26-1,6	Canal aerodinâmico e Canal hidráulico	FV, CTA	-	0,06-15
Gonçalves et al., 2015	$1,00 \times 10^4$ - $5,00 \times 10^4$	-	Canal hidráulico	FV, PIV	0,3 - 2,0	0,09-0,4
Neste estudo	$9,20 \times 10^3$ - $4,81 \times 10^4$	1,26	Canal aerodinâmico e Canal hidráulico	FV, CTA	1,0 - 4,0	0,03-15,0

### 3 METODOLOGIA

Todos os experimentos nesta pesquisa foram conduzidos no Laboratório de Mecânica dos Fluidos na Universidade Federal do Rio Grande do Sul (LMF - UFRGS) e no Laboratório de Energia e Fenômenos do Transporte (LAEFT – UFRGS). Os métodos matemáticos utilizados são apresentados na Seção 3.1. Os detalhes em relação ao canal aerodinâmico, canal hidráulico, instrumentação e dispositivos experimentais são apresentados na sequência.

#### 3.1 Métodos matemáticos

Neste trabalho experimental foram utilizados métodos matemáticos para o estudo do fenômeno da biestabilidade, através da obtenção das velocidades médias e de suas flutuações. Os dados são adquiridos como séries temporais, com comprimento e frequências de amostragem diferentes, conforme a necessidade do estudo. Após são tratados através de ferramentas matemáticas que permitem uma análise no domínio do tempo e da frequência, incluindo uma análise conjunta nestes dois domínios (tempo - frequência). Neste estudo as análises foram realizadas através do software *Matlab* R2012a, utilizando as ferramentas de análise de sinais, estatística e ondaletas.

##### 3.1.1 Análise espectral de Fourier

A análise no domínio do tempo consiste basicamente em calcular os quatro momentos da função densidade de probabilidade: valor médio, desvio padrão, assimetria e planicidade [Tennekes e Lumley, 1972]. Além disso, para determinar como as flutuações de uma grandeza se relacionam ao longo do tempo e da posição foi utilizada a função de autocorrelação. Porém, quando se fala em análise espectral de Fourier, também chamada de análise no domínio da frequência, é utilizada a transformada de Fourier através da função densidade espectral de potência (PSD - *Power Spectral Density*), pois esta função é propriamente o espectro de Fourier de uma série, e para isso utiliza-se o algoritmo de Welch [Welch, 1967]. Segundo Bendat e Piersol, 1971, o espectro de potência é definido como a razão de variação do valor quadrático médio de uma função genérica  $x(t)$  em relação a frequência  $f$ , conforme a expressão a seguir:

$$P_{xx}(f) = \frac{1}{BeT} \int_0^T x^2(f, Be, t) dt \quad (3.1)$$

onde  $T$  é o tempo de observação e  $Be$  é a largura de banda das frequências. Assim, o espectro de potência pode ser obtido através da transformada de Fourier, conforme:

$$\hat{x}(f) = \frac{1}{2\pi} \int_0^T x(t) e^{-ift} dt \quad (3.2)$$

onde  $\hat{x}(f)$  são os coeficientes de Fourier,  $x(t)$  é uma função contínua, e  $e^{-ift}$  são funções de período  $2\pi$ . Para análise de sinais discretos obtidos em estudos experimentais, utiliza-se a transformada discreta de Fourier que é definida como:

$$\hat{x}(f) = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{n=N} x(t_n) e^{-i\frac{n}{N}f2\pi} \quad (3.3)$$

Desta forma, o espectro de potência, que fornece a distribuição da energia de um sinal no domínio da frequência, avaliado sobre o intervalo completo de tempo, pode ser definido como:

$$P_{xx}(f) = |\hat{x}(f)|^2 \quad (3.4)$$

### 3.1.2 Análise tempo-frequência por meio de ondaletas

Conforme Indrusiak, 2004, a transformada de Fourier é muito utilizada em estudos de sinais onde frequência e amplitude não variam com o tempo e os valores médios e correlações independem da amostra. Quando os sinais não são estacionários, é possível utilizar a transformada de ondaletas, que permite o estudo dos fenômenos turbulentos através da geração de espectrogramas de energia nos domínios do tempo e da frequência, ao mesmo tempo.

De acordo com Percival e Walden, 2000, o termo ondaletas, derivado do francês *ondelettes* e mais conhecida pelo termo inglês *wavelets*, consiste em pequenas ondas que

crecem e decaem em um período finito de tempo. Como as ondaletas possuem bases transientes, são apropriadas para a análise de funções também transientes.

Desta forma, uma função  $\psi(t)$  será uma função ondaleta, se atender a duas propriedades básicas:

$$\int_{-\infty}^{\infty} \psi^2(t) dt = 1 \quad (3.5)$$

e

$$\int_{-\infty}^{\infty} \psi(t) dt = 0 \quad (3.6)$$

A base é gerada por meio de dilatações e translações de uma única ondaleta, a saber:

$$\psi_{a,b}(t) = \frac{1}{\sqrt{a}} \psi\left(\frac{t-b}{a}\right), \quad a, b \in R, \quad a > 0 \quad (3.7)$$

onde “ $a$ ” é a escala e “ $b$ ” é a posição da ondaleta. Uma função escala,  $\phi(t)$ , é associada a cada ondaleta, obedecendo à propriedade:

$$\int_{-\infty}^{\infty} \phi(t) dt = 1 \quad (3.8)$$

Esta função escala também gera uma base por meio de dilatações e translações da forma:

$$\phi_{a,b}(t) = \frac{1}{\sqrt{a}} \phi\left(\frac{t-b}{a}\right), \quad a, b \in R, \quad a > 0 \quad (3.9)$$

De acordo com Indrusiak, 2004, através da função escala são obtidos coeficientes que representam a média ponderada do sinal nas escalas consideradas. Com a função ondaletas são obtidas oscilações ponderadas em torno da média, nas mesmas escalas. A transformada de ondaletas realiza uma análise do sinal no tempo e escala, no entanto, é mais conveniente

expressar os resultados em termos de frequência. Através da pseudofrequência da ondaleta é possível transformar os valores dos coeficientes de escala ( $a$ ) em valores de frequência,  $f_a$  dada por:

$$f_a = F_\psi \frac{f_s}{a} \quad (3.10)$$

onde  $f_s$  é a frequência de amostragem e  $F_\psi$  é a pseudofrequência da ondaleta ou frequência do módulo máximo da transformada de Fourier da função ondaleta. Os valores típicos de  $F_\psi$  são: 0,8125 (ondaleta de *Morlet*) e 0,6667 (ondaleta db20).

Para a escolha da ondaleta adequada à análise em curso, pode-se adotar vários critérios, um deles deve ser a busca por semelhança entre a ondaleta e o sinal estudado. Fundamentalmente, a reconstrução do sinal (transformada inversa) deve trazer a menor perda das características do sinal reconstruído em relação ao sinal original (Indrusiak, 2004).

Em relação à transformada de ondaletas, há três tipos básicos: a transformada contínua de ondaletas (CWT – *Continuous Wavelet Transform*), a transformada discreta de ondaletas (DWT – *Discrete Wavelet Transform*) e a transformada discreta de pacotes de ondaletas (DWPT – *Discrete Wavelet Packet Transform*). Em função dos fenômenos estudados, neste trabalho foram utilizadas, para transformadas contínuas (espectrogramas), a ondaleta de *Morlet* (morl), e, para as reconstruções dos sinais (filtragens), a ondaleta *Daubechies* de nível 20 (db20), as mesmas famílias de ondaletas empregadas por De Paula, 2008.

A transformada contínua de ondaletas é formada pela convolução linear do sinal  $x(t)$  em conjunto com a ondaleta escolhida  $\psi_{a,b}(t)$  e é dada por:

$$\tilde{X}(a,b) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) \psi_{a,b}(t) dt \quad (3.11)$$

O espectro de ondaletas, ou espectrograma, ilustra onde a energia está relacionada a cada tempo e escala, e isso é possível devido à característica da transformada de ondaletas permitir a representação da distribuição da energia de sinais transientes sobre os domínios do tempo e da frequência simultaneamente. O espectrograma é descrito por:

$$P_{xx}(a,b) = |\tilde{X}(a,b)|^2 \quad (3.12)$$

Na transformada discreta de ondaletas são obtidos resultados mediante a escolha de valores discretos para os coeficientes de escala ( $a$ ) e posição ( $b$ ), substituindo estes nas Equação (3.7) e (3.9), respectivamente, por  $2^j$  e  $k2^j$ , onde  $j$  e  $k$  são os coeficientes de dilatação e translação resultando nas equações:

$$\psi_{j,k}(t) = 2^{-j/2} \psi(2^{-j}t - k) \quad (3.13)$$

$$\phi_{j,k}(t) = 2^{-j/2} \phi(2^{-j}t - k) \quad (3.14)$$

A transformada discreta de ondaletas é uma subamostragem da transformada contínua de ondaletas em escalas de potências de dois (diádicas), sem perda de informação [Percival e Walden, 2000], dada por:

$$D_{j,k} = \sum_t x(t) \psi_{j,k}(t) \quad (3.15)$$

A definição de espectro discreto de ondaletas é dada por:

$$P_{xx}(j,k) = |D_{j,k}|^2 \quad (3.16)$$

Por outro lado, o número de níveis de transformação que podem ser calculados é limitado em função do número de pontos da série temporal. Na transformada de ondaletas, ao contrário da transformada de Fourier, os coeficientes remanescentes são relacionados com as frequências mais baixas, que não são desprezados, incluindo o valor médio do sinal. Desta maneira, a transformada discreta de ondaletas de uma série com  $2^N$  elementos é calculada até um nível conveniente  $J < N$  e as informações remanescentes, correspondendo aos valores médios na escala  $2^J$ , são dadas por:

$$C_J(t) = \sum_{k \in Z} C_{J,k} \phi_{J,k}(t) \quad (3.17)$$

A aproximação  $C_J(t)$  tende à média do sinal para valores de  $J$  suficientemente grandes. No caso de valores de  $J$  pequenos, a aproximação será a média acrescida das flutuações das maiores escalas. A escolha de  $J < N$  determina a frequência abaixo da qual não há mais interesse na análise.

Através de um algoritmo piramidal, baseado em filtros simétricos de quadratura, é realizado o cálculo dos vetores de coeficientes de detalhes e aproximações. Desta forma, é possível reconstruir o sinal original somando-se a última aproximação e todos os detalhes. Através das ondaletas contínuas é possível observar mais claramente as características dos sinais, porém, as ondaletas discretas necessitam de menor tempo de computação e consumo de memória.

## **3.2 Técnica experimental**

Para a realização deste trabalho, foi utilizada a técnica da anemometria de fio quente em um canal aerodinâmico de circuito aberto, onde foi possível quantificar os fenômenos, através da medição da velocidade média e flutuações de velocidade no escoamento, e qualificar, através da visualização do escoamento em canal hidráulico de circuito fechado, os fenômenos em estudo.

### **3.2.1 Canal aerodinâmico**

O canal aerodinâmico de circuito aberto (Figura 3.1) possui uma seção de testes retangular com dimensões internas de  $193\pm 1$  mm de largura por  $146\pm 1$  mm de altura, confeccionada em placas de acrílico transparente com 10 mm de espessura. Para produção do escoamento, o ar é impulsionado por um ventilador centrífugo GEMA de 0,75 kW de potência e controlado através de um inversor de frequência, que regula a rotação do motor e permite experimentos com velocidades entre 0 e 15 m/s. Com o motor ligado, o ar passa por um difusor e em seguida por dispositivos homogeneizadores de escoamento do tipo grade, colmeia e tela, até atingir a seção de testes. Para leitura da velocidade de referência, há um tubo de Pitot posicionado após as telas e para a leitura da temperatura há um sensor de temperatura posicionado próximo ao tubo de Pitot. A seção de testes utilizada apresenta um perfil de velocidade uniforme e uma intensidade de turbulência máxima inferior a 1%. Os experimentos são realizados em um ambiente climatizado para que ocorra a menor variação de temperatura e pressão. A temperatura é constantemente monitorada para que permaneça em  $24\pm 0,4$  °C. Na saída do canal aerodinâmico há um sistema de posicionamento tridimensional, que permite um alinhamento micrométrico do suporte da sonda.

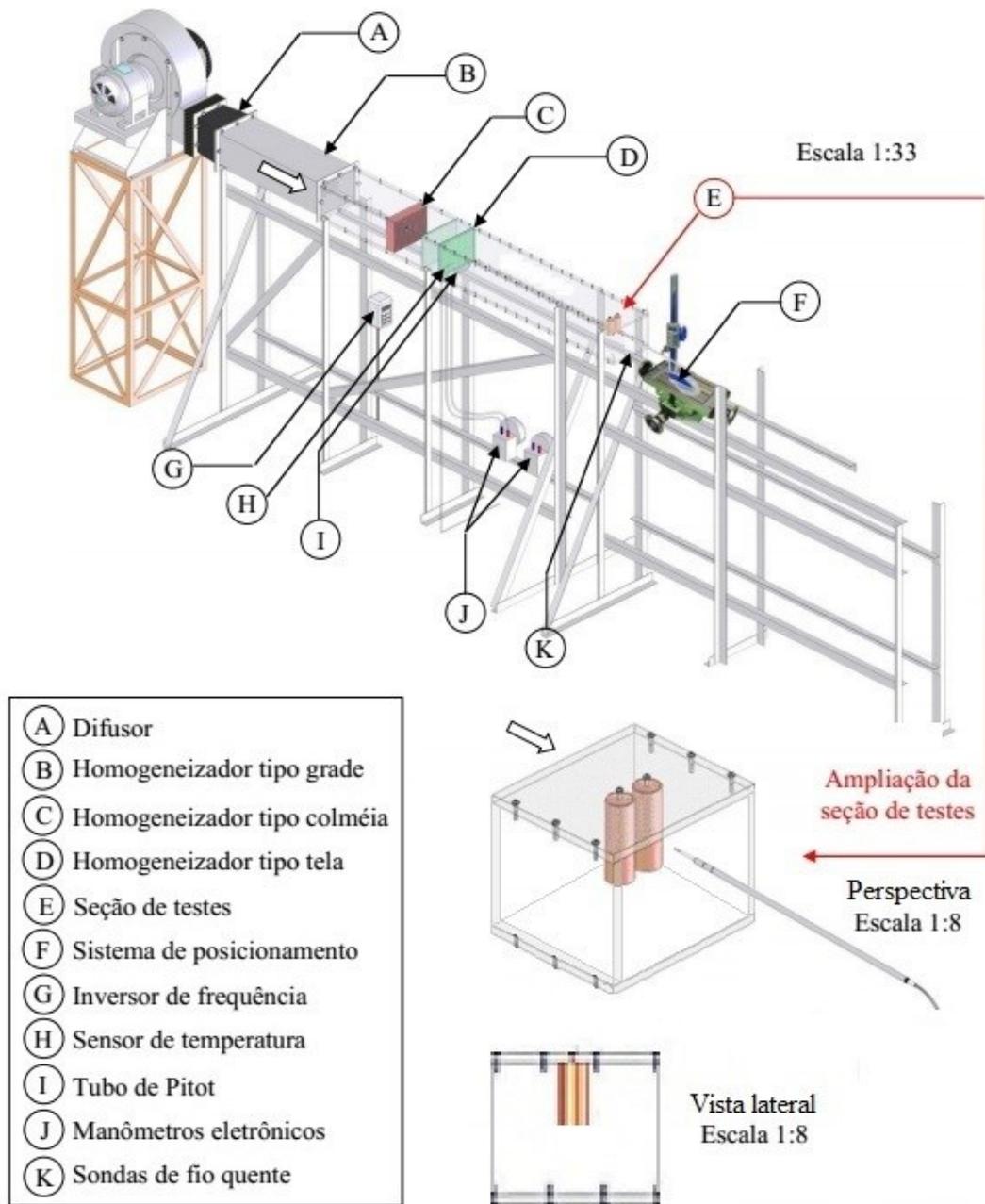


Figura 3.1 – Ilustrações esquemáticas do canal aerodinâmico (Adaptado de De Paula, 2008).

A Figura 3.2 ilustra a geometria do cilindro finito e o posicionamento da sonda utilizada para os experimentos onde utiliza-se apenas um cilindro finito. Os pontos de medição são: extremidade livre, na linha da altura máxima do cilindro; centro, à meia altura do cilindro; e base, 4 mm acima do ponto zero do cilindro, devido a limitações e espessura de

haste da sonda de fio quente. A distância entre o ponto de medição e o cilindro é dada por “ $x$ ”, em milímetros, e será informada conforme são realizados os experimentos. A altura do cilindro é dada por “ $h$ ” e a distância entre o topo do cilindro e o topo do canal aerodinâmico é dada por “ $h_a$ ”, em milímetros.

Na seção de testes são utilizados cilindros construídos em PVC rígido de diâmetro e comprimento variados, com ambas extremidades tampadas. Os cilindros são rigidamente fixados à placa superior de acrílico do canal aerodinâmico.

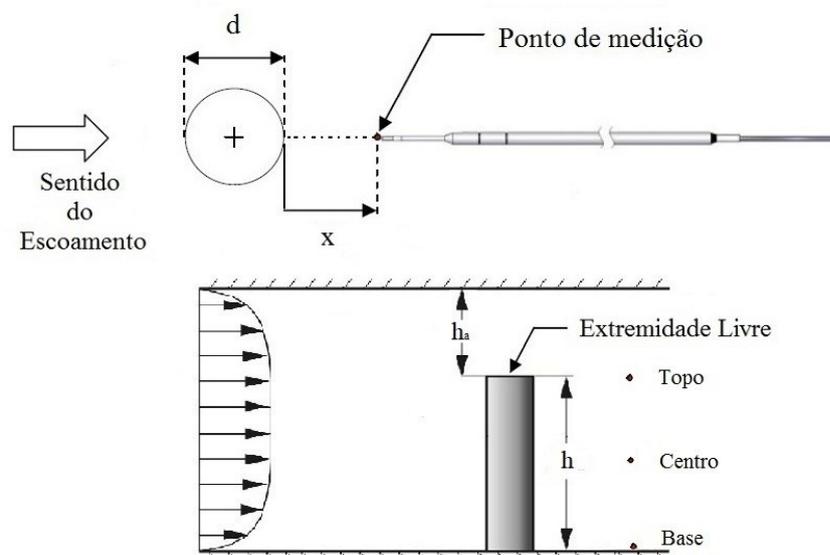


Figura 3.2 – Geometria de um cilindro finito e posicionamento da sonda.

Em experimentos onde são utilizados dois cilindros finitos, para análise de ocorrência ou não do fenômeno da biestabilidade, os pontos de medição são alterados conforme ilustrado na Figura 3.3, pois são os pontos onde o fenômeno é mais visível através da tela de um osciloscópio digital. Nesta situação, a distância entre os centros dos cilindros é dada por “ $p$ ” e a razão  $p/d$  é igual a 1,26. As medições são realizadas em 3 pontos porque o interesse principal é identificar o fenômeno da bistabilidade no escoamento principal, ou seja, na altura do centro do cilindro ( $h/2$ ) e o escoamento ascendente e descendente, respectivamente da base e extremidade livre que possam interferir no escoamento.

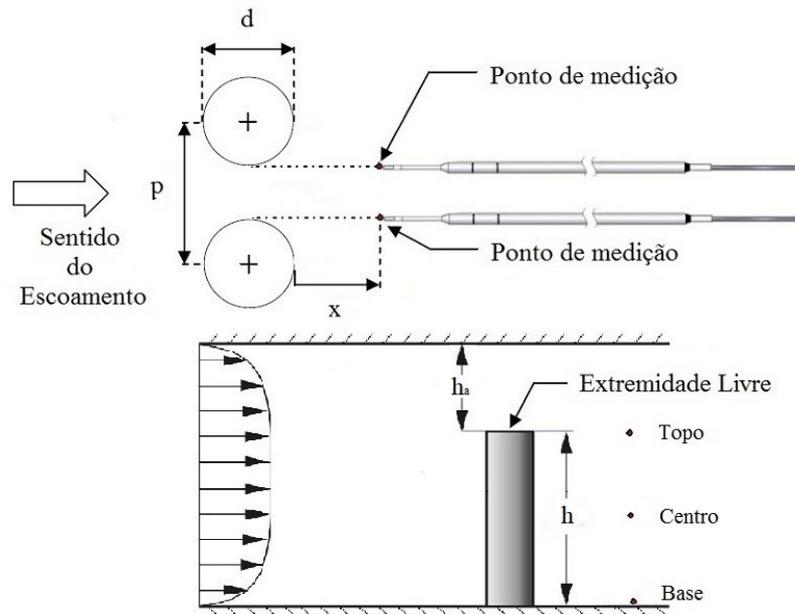


Figura 3.3 – Geometria de dois cilindros finitos e posicionamento da sonda.

### 3.2.2 Anemometria de fio quente

O anemômetro de fio quente a temperatura constante (CTA) foi utilizado para obtenção das medições de velocidade. Este sistema utiliza um fio que é aquecido a uma temperatura acima da temperatura ambiente por uma corrente elétrica. O funcionamento é baseado em uma ponte de *Wheatstone* e um servo amplificador, mostrados na Figura 3.4, onde o fio ( $R_w$ ) é o braço ativo desta ponte. O servo amplificador ( $G$ ) é normalmente utilizado para equilibrar o circuito de controle da corrente que é aplicada ao fio, mantendo a resistência ôhmica e conseqüentemente, a temperatura constante.

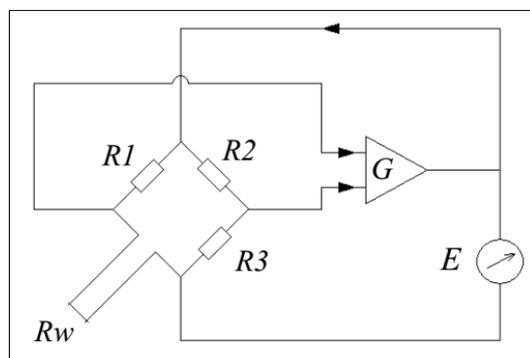


Figura 3.4 – Diagrama elétrico do anemômetro de fio quente à temperatura constante.

Fonte: Dantec.

A tensão de saída do CTA é proporcional à corrente necessária que circula através do fio equilibrando o circuito de ponte de *Wheatstone*. O funcionamento do fio quente é baseado na taxa de transferência de calor por convecção forçada partindo do fio para o fluido. A taxa de transferência de calor por convecção forçada depende das alterações da velocidade do fluido, ou seja, essa alteração resulta em uma mudança na temperatura fazendo com que o sistema de controle ajuste a quantidade de corrente que passa através do fio quente para manter sua temperatura constante.

Antes de cada medição deve ser feita uma calibração, estabelecendo uma relação entre a velocidade do fluido e a tensão da ponte de *Wheatstone*, para determinada temperatura. Os valores das incertezas estão disponibilizados no Apêndice A.

O anemômetro de fio quente utilizado possui uma sonda de temperatura constante modelo 55P11 da Dantec, com uma resistência de tungstênio como sensor, de 1 mm de comprimento e 5  $\mu\text{m}$  de diâmetro, montada sobre duas pontas em forma de agulha, como mostrado na Figura 3.5. As sondas de fio quente possuem sensores de fio de tungstênio revestidos de platina soldados em hastes com 5 mm de comprimento. Desta forma, todo o comprimento do fio atua como um sensor.

O corpo da sonda é um tubo de cerâmica de 1,9 mm de diâmetro, equipado com pinos de conector banhados a ouro, para minimizar a resistência elétrica de contato, e que se conectam aos suportes da sonda por meio de dispositivos de encaixe.

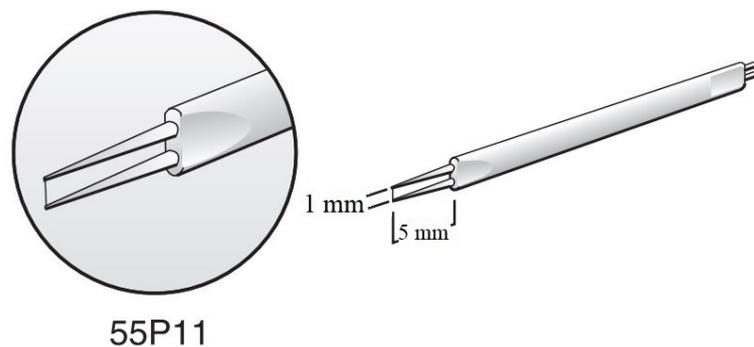


Figura 3.5 – Sonda reta de fio quente miniatura com sensor único modelo 55P11.

Fonte: Adaptado de Dantec.

Estas sondas são de uso geral, recomendadas para a maioria das medidas em escoamentos unidimensionais de baixa intensidade de turbulência. A precisão das medidas de turbulência pode ser reduzida por causa da interferência das hastes. Por outro lado, a

construção mais rígida os torna mais adequados para aplicações de alta velocidade sem o risco de vibração provocada pelo escoamento sobre as pontas, que poderia prejudicar as medições.

Para iniciar as medições é necessário verificar a pressão e temperatura ambiente e a temperatura de escoamento, para evitar variações significativas entre o início e o final do experimento e que pudessem comprometer todos os ensaios. A temperatura ambiente e a pressão tiveram uma variação máxima de 0,8 °C e 0,09 kPa, respectivamente, nos dias que se efetuou as medições em laboratório. A calibração das sondas de anemometria de fio quente foi realizada no interior do canal aerodinâmico. A velocidade de referência do escoamento foi medida com um tubo de Pitot e um manômetro eletrônico. Com a velocidade de referência conhecida, o tubo de Pitot foi retirado e no mesmo local foi colocada a sonda de fio quente modelo Dantec 55P11. Para utilização da anemometria de fio quente, existe a necessidade da calibração da sonda que foi utilizada nas medições. Esta calibração do anemômetro de fio quente foi realizada utilizando dois manômetros eletrônicos e dois multímetros aferidos, para determinar a relação entre velocidade e tensão, como mostrado na Figura 3.6. Esta relação entre velocidade e tensão é descrita através do ajuste de uma função pela expressão de Collis e Williams, 1959, dada pela Equação (3.18):

$$\bar{U} = [(E^2 - E_0^2)/B_C]^{1/n} \quad (3.18)$$

onde  $U$  é a velocidade média do escoamento,  $E$  é a tensão de saída,  $E_0$  é a tensão para a velocidade nula, enquanto  $B_C$  e  $n$  são as constantes de calibração, conforme Möller, 2000. A calibração foi processada por um programa de ajuste que calcula as constantes da sonda. Após a calibração, pode-se visualizar o nível de exatidão para análise das medições, que está em detalhes no Apêndice A.

A velocidade do escoamento é medida por intermédio de um equipamento do fabricante Dantec, modelo *StreamLine* 90N10. Os dados de velocidade foram adquiridos por intermédio de uma placa conversora analógico/digital (A/D), modelo *National Instruments* 9215-A, com interface USB e 4 canais simultâneos de entrada analógica, com resolução de 16 bits operando entre +/- 10 V, controlada por um computador pessoal. O aplicativo utilizado é o *StreamWare*, versão 3.4, da Dantec para ajuste e configuração dos parâmetros da sonda e para a aquisição dos dados. As curvas de calibração são obtidas, geralmente, a partir de 10 pontos de medição, distribuídos no intervalo entre zero até um valor conveniente, acima da

velocidade máxima esperada para o experimento. Tanto o tubo de Pitot quanto a sonda de fio quente foram movimentados por um posicionador que possui ajuste em coordenadas x, y e z.

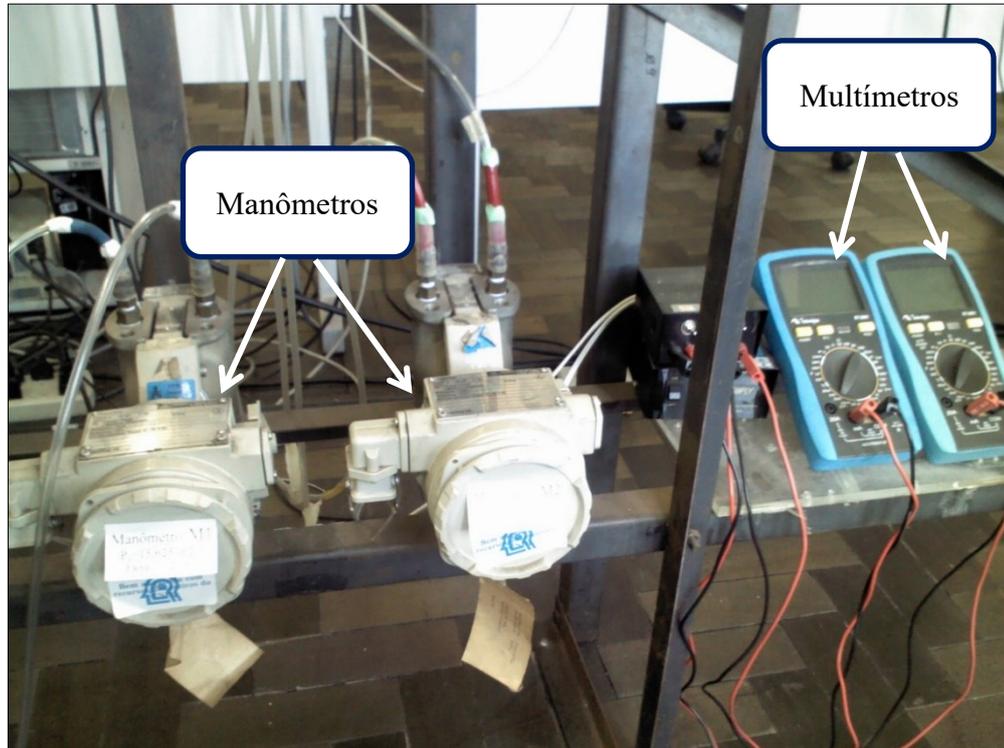


Figura 3.6 – Transdutores de pressão e multímetros utilizados na calibração da sonda de fio quente.

Foi utilizado um dos transdutores de pressão, o qual fornece o valor da pressão através de um sinal de corrente elétrica (4 a 20 mA), e este valor era visualizado através de um dos multímetros. De posse destes valores, foi realizada a conversão através da Equação (3.19), onde  $P_D$  é a pressão dinâmica, em Pa, e  $i$  é a corrente elétrica, em mA.

$$P_D = 15625i - 62,5 \quad (3.19)$$

### 3.2.3 Visualização do escoamento em canal aerodinâmico

Na técnica de visualização do escoamento, existem muitos métodos disponíveis, onde pode-se utilizar óleo e gerar uma fumaça escura com resíduos ou mesmo métodos mais limpos como vapor d'água usando água deionizada. Dentre os métodos mais limpos está

incluso o uso de nitrogênio líquido ou de gelo seco, que se trata de dióxido de carbono no seu estado sólido.

O gelo seco tem a vantagem de passar da fase sólida diretamente para a gasosa, sem passar pela fase líquida, através do processo de sublimação. Além disso, é de fácil manuseio e gera o mínimo de resíduo em formato de gotículas de água, muito importante quando se deseja manter o ambiente de testes limpo e sem qualquer acúmulo de sujeira no experimento. Em um processo totalmente manual, utiliza-se um pequeno recipiente com água e duas saídas para os gases, assim, ao adicionar o gelo seco, a reação ocorre instantaneamente e o recipiente é fechado para que os gases sejam direcionados para as saídas. Para completar o processo de visualização, uma câmera de vídeo é necessária, pois permite capturar todos os detalhes do experimento ajudando a compreender a estrutura do escoamento. Uma forma de auxiliar na interpretação dos resultados e facilitar a visualização é utilizando laser, pois o feixe emitido pode ser direcionado para um ponto específico, facilitando a visualização do escoamento. O esquema pode ser visualizado na Figura 3.7.

Neste estudo foi utilizado gelo seco, em conjunto com laser, na visualização do escoamento em cilindros finitos dispostos lado a lado a fim de estudar a estrutura do escoamento. Utilizou-se uma fonte de laser de 5 mW com comprimento de onda de 532 nm, produzindo uma luz de coloração verde, em um feixe com uma espessura de cerca de 3 mm. Através de um sistema ótico, este feixe é aumentado num formato de leque, iluminando completamente a seção de testes no canal aerodinâmico e captando estritamente o gelo seco de forma plana, pois o escoamento está estabilizado por colmeias. Desta forma, as partículas de dispersão da mistura de gelo seco e água foram visualizadas e as imagens gravadas por uma câmera de vídeo.

As visualizações foram registradas através do uso de uma câmera digital Sony *Cyber-shot*, modelo DSC-S90, com zoom ótico de até 3 vezes e com um cartão de memória *flash* (*Memory Stick PRO Duo*) de 4 GB de capacidade de armazenamento. Com esta câmera foi possível realizar filmagens com resolução de 640×480 pixels a 30 quadros por segundo e fotos com resolução de até 4.1 megapixels (2304×1728 pixels). A câmera foi posicionada acima dos cilindros na direção vertical e voltada para baixo a uma distância de aproximadamente 30 cm da parte superior do canal aerodinâmico. Cada filme foi gravado com uma média de tempo de 2 minutos, devido ao tempo máximo de reação do gelo seco, que é limitado à porção inserida e ao tamanho do reservatório, porém foram realizadas diversas

visualizações, sendo que muitas são repetidas para confirmar que o processo de escoamento visualizado está coerente, pois a troca entre os modos ocorre de maneira aleatória e alguns cilindros, dependendo de sua razão de aspecto e do número de Reynolds, podem levar um tempo maior para alternar entre os modos.

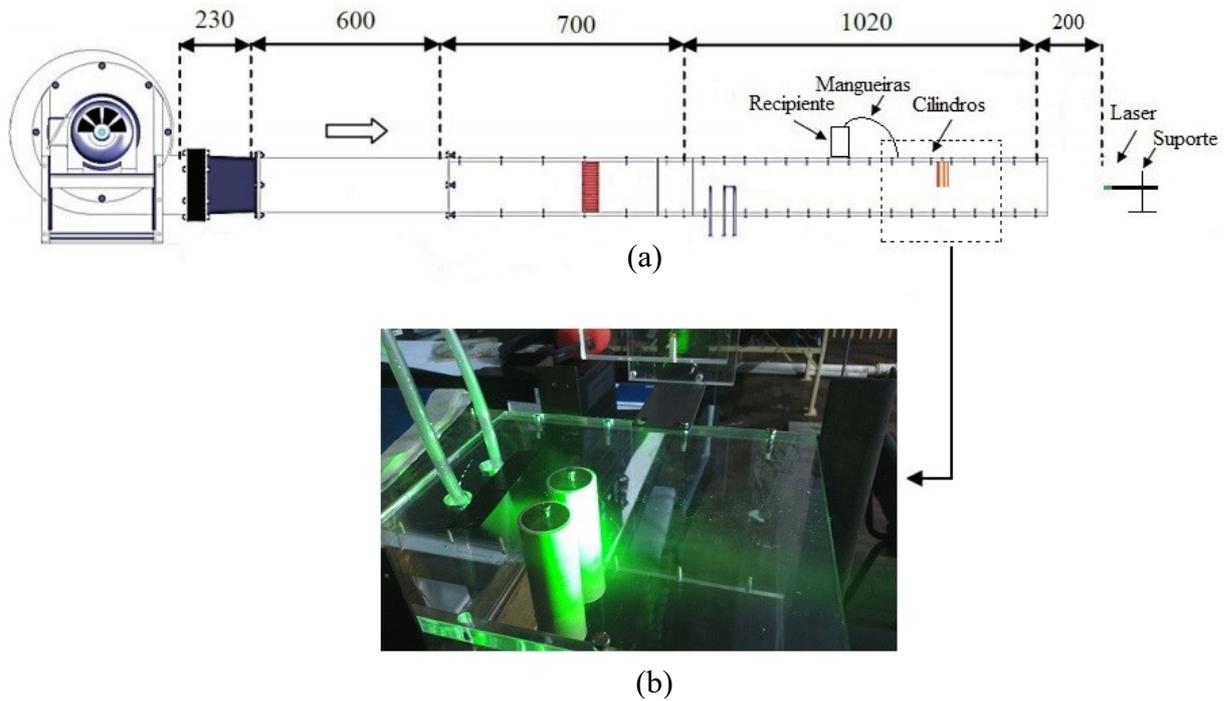


Figura 3.7 – (a) Ilustração esquemática do canal aerodinâmico adaptado para a visualização do escoamento (b) Imagem do experimento em execução.

### 3.2.4 Visualização do escoamento em canal hidráulico

Como a técnica de visualização em canal aerodinâmico não pode ser completada, devido a diversas dificuldades, como por exemplo, o fato de o túnel em uso ter sido desenvolvido para experimentos com anemometria de fio quente e possuir componentes que não toleram umidade, optou-se por visualizar o escoamento em um canal hidráulico de dimensões idênticas às do canal aerodinâmico, Figura 3.8.

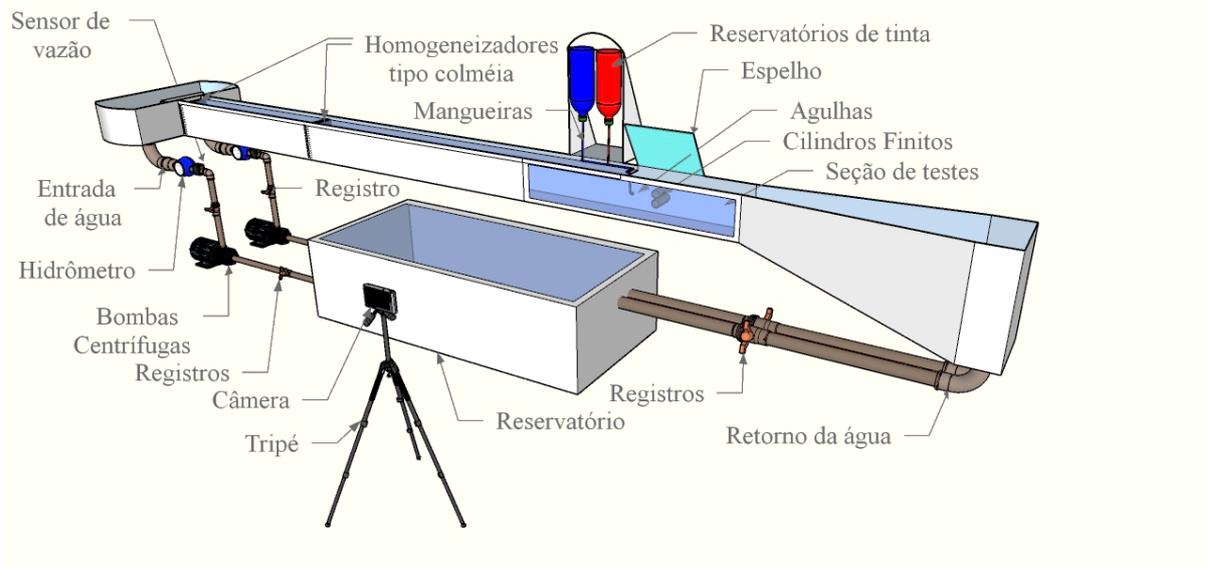


Figura 3.8 – Ilustrações esquemáticas do canal aerodinâmico.

Os ensaios foram realizados no canal hidráulico de circuito fechado, localizado no Laboratório de Energia e Fenômenos do Transporte (LAEFT) na UFRGS. O canal, construído em chapas de alumínio, possui um comprimento total de 4,6 m, com seção transversal constante de  $193 \pm 1$  mm de largura por  $146 \pm 1$  mm de altura e uma declividade de fundo de 2,5 graus.

A altura útil máxima de trabalho é de até 146 mm, sendo controlada através da vazão de água, por um conjunto de válvulas na tubulação de alimentação, e por outro conjunto de válvulas na tubulação de descarga. A leitura da vazão de água é realizada a partir de um hidrômetro Aquarius modelo B11B, Figura 3.9a, e para comparação foi instalado em série um sensor de vazão de água eletrônico, modelo FS300A, Figura 3.9b, que envia um sinal linear para uma placa de aquisição, modelo Arduino UNO, todos instalados logo após a saída das bombas centrífugas.

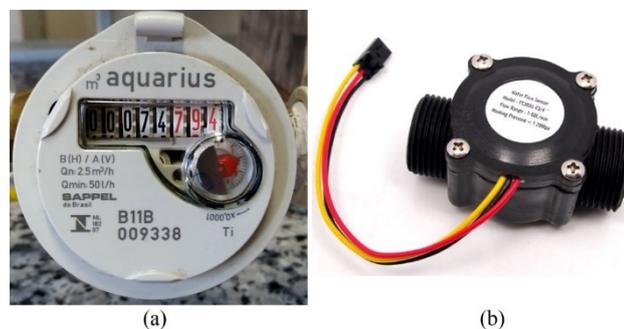


Figura 3.9 – (a) Hidrômetro Aquarius modelo B11B (b) Sensor de vazão de água eletrônico, modelo FS300A.

A alimentação do sistema é realizada através de duas bombas centrífugas Texius modelo TBHLI de  $\frac{1}{2}$  cv de potência, ligadas em paralelo, acionadas através de botoeiras, que retiram a água de um reservatório situado abaixo do canal hidráulico e com capacidade de 400 litros, por uma tubulação de 32 mm de diâmetro. A temperatura da água não possui muita oscilação e durante os experimentos permaneceu em média a 16 °C. A vazão do sistema pode variar de 0,1 l/min até um máximo de 116 l/min, ou seja, atingindo velocidades de até 0,068 m/s, com um nível de água de 200 mm na seção de testes. O número de Reynolds utilizado nos experimentos de visualização do escoamento foi de  $2,00 \times 10^3$ .

Em uma das laterais da seção de testes há uma janela de acrílico que permite a visualização do interior do canal. A seção de visualização foi provida de uma tampa superior para evitar efeitos das ondas gravitacionais e para criar um conduto forçado, fazendo com que o escoamento seja o mais uniforme possível, evitando-se os efeitos de superfície livre. Para isso foram utilizadas placas de acrílico transparente na extensão do canal hidráulico até a seção de testes, com 2,2 m de comprimento e 4 mm de espessura, e na seção de testes com 1 m de comprimento e 4 mm de espessura, todos com dimensões internas de  $193 \pm 1$  mm de largura por  $146 \pm 1$  mm de altura. As placas de acrílico possuem as bordas em um formato suavizado, para reduzir os efeitos do descolamento da camada limite. Durante todos os experimentos o nível de água na seção de testes foi de  $200 \pm 1$  mm, ou seja, o escoamento é controlado para quando atingir esta altura, com as duas bombas centrífugas em funcionamento, as válvulas sejam acionadas na saída para que o nível permaneça neste ponto sem maiores oscilações e permaneça acima da placa superior da seção de visualização. Desta forma é evitado o efeito das ondas gravitacionais sobre a chapa superior de acrílico.

Devido à não disponibilidade de um equipamento que permitisse medir as flutuações de velocidade do escoamento e, assim, a intensidade de turbulência presente, foram realizados experimentos usando injeção de tinta, a fim de avaliar os níveis de turbulência no canal hidráulico. A Figura 3.10 mostra a vista lateral do escoamento, onde pode ser visto que a tinta tem um desenvolvimento com baixa intensidade de turbulência e não sofre um considerável desvio na direção do escoamento. Para o cálculo da intensidade turbulenta deve-se analisar a camada limite junto a uma placa plana, (Figura 3.11). Como  $U_\infty$  representa a velocidade do escoamento livre, ou seja, longe da influência da superfície, pode-se dizer que equivale à velocidade média do escoamento,  $U_m$ . Além disso, por definição, a espessura da camada limite turbulenta " $l_1$ " vai variar com o tempo conforme a flutuação da velocidade:

$$u' \approx v' \approx \frac{\Delta l_1}{\Delta t} \quad (3.20)$$

Desta forma, a intensidade turbulenta pode ser descrita como:

$$IT \approx \frac{\sqrt{u'^2}}{U_m} \quad (3.21)$$

Assim, verificou-se que a seção de testes utilizada apresenta uma intensidade de turbulência, em média, de 4%.



Figura 3.10 – Desenvolvimento do escoamento na seção de testes do canal hidráulico.

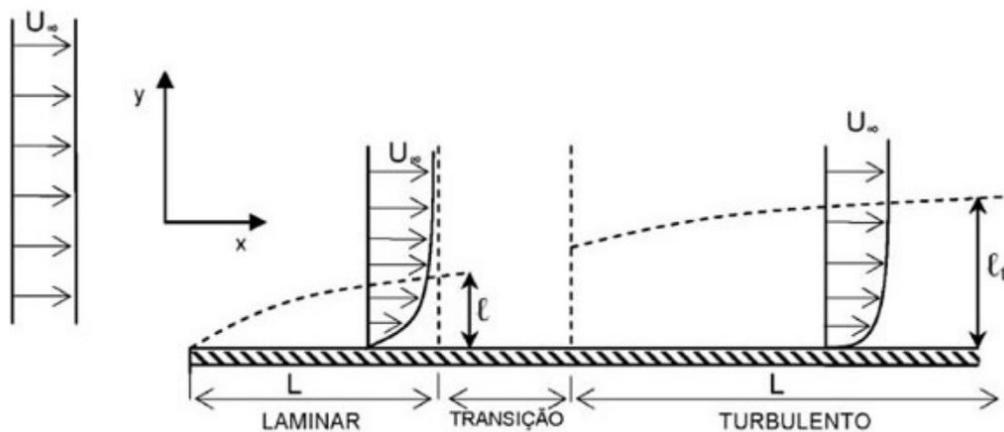


Figura 3.11 – Transição entre o escoamento laminar e turbulento na camada limite sobre uma placa plana.

A seção de testes pode receber no seu interior diversas configurações de cilindros, permitindo estudar arranjos com um cilindro, dois cilindros ou uma fileira de cilindros. Os cilindros são fixados através de imãs instalados dentro dos cilindros e na parede lateral da seção de testes. A razão de espaçamento utilizada para todos os experimentos é de 1,26, com

incerteza de 0,5%. Os cilindros são confeccionados em PVC, com diâmetros de 25 e 32 mm e suas extremidades são seladas com uma multimassa a base de emulsão acrílica modificada, cargas minerais, aditivos e água, que preenche e nivela imperfeições nos mais diversos tipos de superfícies. Para a visualização do escoamento é feita injeção de tinta usando duas agulhas a montante dos cilindros, Figura 3.12, que são posicionadas conforme o experimento, ou seja, na altura da extremidade livre, na altura do centro ou na altura da base dos cilindros. Na parte superior foi utilizado um espelho com inclinação de 30 graus para visualização do escoamento em todo o comprimento dos cilindros.

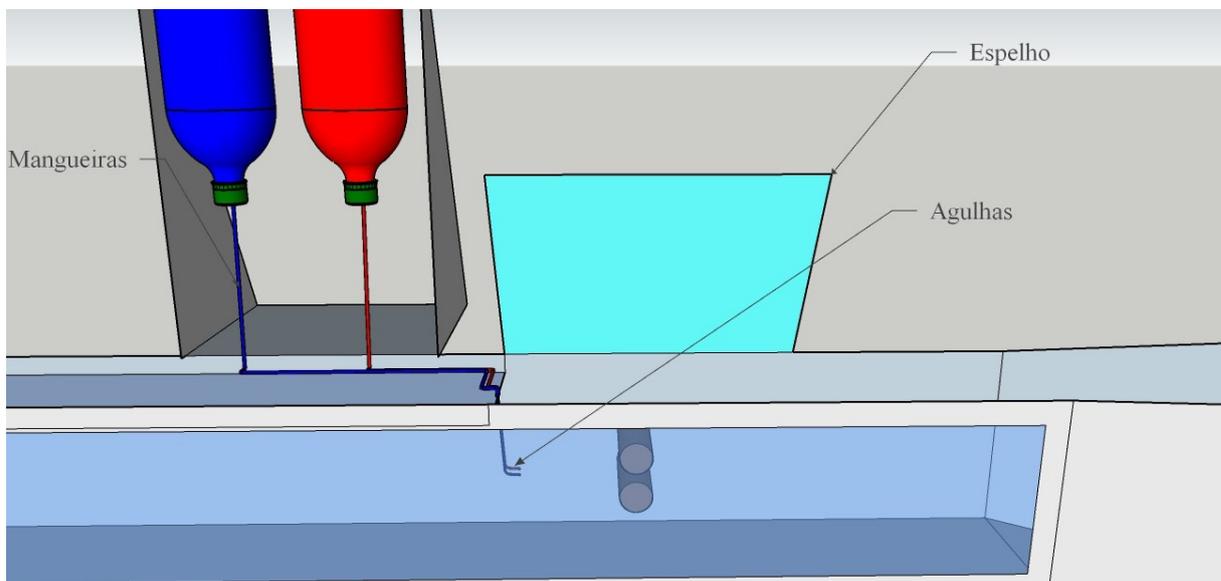


Figura 3.12 – Sistema de injeção de tintas para visualização do escoamento através de agulhas.

Em função do pequeno volume de água do reservatório, a cada ensaio é realizado o total esvaziamento do canal, para evitar que a água fique saturada com tinta e prejudique as visualizações, porém mesmo com estas precauções, muitas vezes as trocas de modo ocorrem com a água já saturada. Para identificar cada um dos modos de escoamento, foram realizados tantos experimentos quantos necessários, pois não há um tempo determinado para a troca de modo no escoamento.

As visualizações foram registradas através do uso de três equipamentos distintos: uma câmera digital de ação Sony modelo HDR-AS200VR, que realiza filmagens com resolução de 800×480 pixels a 240 quadros por segundo e possui um cartão de memória *flash* de 32 GB de capacidade de armazenamento; uma câmera digital Sony *Cyber-shot*, modelo DSC-S90, que realiza filmagens com resolução de 640×480 pixels a 30 quadros por segundo e possui um

cartão de memória *flash* de 4 GB de capacidade de armazenamento; e uma câmera digital de celular modelo Asus Zenfone 3, que realiza filmagens com resolução de 1280×720 pixels a 30 quadros por segundo e possui um cartão de memória *flash* de 8 GB de capacidade de armazenamento. As duas primeiras câmeras foram utilizadas simultaneamente para visualização do escoamento de topo e de perfil dos cilindros, e a outra câmera, com utilização de um espelho inclinado em 30 graus, captou ao mesmo tempo tanto a visualização do escoamento de topo quanto de perfil dos cilindros.

## 4 RESULTADOS

O presente trabalho tem o objetivo de estudar a presença (ou não) do fenômeno da biestabilidade em escoamentos sobre pares de cilindros finitos com média razão de aspecto e como os efeitos nas extremidades (base e topo) afetam este fenômeno. Nos estudos preliminares, realizados para a elaboração deste trabalho, foi analisado o comportamento do escoamento sobre um cilindro finito. Após, foi realizado um estudo com dois cilindros finitos dispostos lado a lado, a fim de verificar a geração de instabilidades e o comportamento da esteira. Desta forma identificou-se a presença do fenômeno da biestabilidade, a partir de alterações nas características das medições de velocidade. Os resultados das medições com dois cilindros finitos são apresentados em paralelo com a realização de visualizações do escoamento para ajudar na interpretação dos resultados. Neste trabalho é considerada a existência de três escoamentos concomitantes: o escoamento ascendente, o escoamento descendente e o escoamento principal, caracterizado pelo desprendimento de vórtices à meia altura dos cilindros.

Neste capítulo serão apresentados os resultados dos experimentos de desprendimento de vórtices em um cilindro finito e os resultados de medições de velocidade instantânea e flutuações no caso de dois cilindros finitos dispostos lado a lado em canal aerodinâmico, todos com média razão de aspecto (Tabela 4.1). Para um único cilindro finito utilizou-se modelos entre 25 mm e 60 mm de diâmetro. A razão de aspecto ( $h/d$ ) escolhida está entre 1 e 4 dependendo do diâmetro do cilindro.

Para os experimentos com dois cilindros finitos dispostos lado a lado a razão de espaçamento estudada foi  $p/d = 1,26$ , onde “ $p$ ” é a distância entre os centros dos cilindros e “ $d$ ” é o diâmetro destes. Neste caso utilizou-se modelos de 25 e 32 mm de diâmetro, com razão de aspecto  $h/d = 3$  e 4.

Tabela 4.1 – Parâmetros utilizados para a realização dos experimentos com cilindros finitos.

Experimento	$d$ (mm)	$h/d$	$p/d$	$Re$
Cilindro finito isolado	25 a 60	1 a 4	-	$5,97 \times 10^3$ a $2,43 \times 10^4$
Cilindros finitos dispostos lado a lado	25 a 32	3 a 4	1,26	$9,20 \times 10^3$ a $4,81 \times 10^4$

Além disso serão apresentados os resultados obtidos através da técnica de visualização de escoamento para cilindros finitos dispostos lado a lado no mesmo canal aerodinâmico e em um canal hidráulico de circuito fechado, com o intuito de auxiliar na interpretação dos resultados das medições realizadas. O número de Reynolds no canal aerodinâmico, baseado na velocidade média do escoamento não perturbado e no diâmetro dos cilindros, foi fixado em, aproximadamente,  $2,00 \times 10^4$ , quando utilizado em medições para apenas um cilindro finito, a fim de analisar a influência da velocidade em cilindros de diâmetros diferentes. Para analisar a influência do  $Re$  em cilindros de diâmetros diferentes foi utilizado o número de Reynolds entre  $3,86 \times 10^3$  e  $2,43 \times 10^4$  em ensaios com um cilindro finito. Para análise da influência do número de Reynolds em cilindros finitos dispostos lado a lado utilizou-se o número de Reynolds entre  $9,20 \times 10^3$  a  $4,81 \times 10^4$ .

As frequências escolhidas para aquisição das séries de velocidade dependem de cada caso e serão indicadas no decorrer do capítulo. Foram utilizados filtros para frequência de corte, atendendo e superando o critério de *Nyquist*, para evitar o dobramento das altas frequências no espectro. Os tempos de aquisição dos dados dependem da incerteza admissível no espectro e da ocorrência do fenômeno a ser estudado, assim serão indicados posteriormente em cada caso.

#### **4.1 Desprendimento de vórtices para um cilindro circular finito**

Na análise do desprendimento de vórtices para um único cilindro circular finito, medições da frequência de desprendimento foram feitas ao longo da altura do cilindro (topo, centro e base) e a sonda de fio quente foi fixada em  $x/d = 1$ , conforme ilustrado na Figura 3.2. Os cilindros finitos possuem diâmetros de 25 mm, 32 mm, 40 mm, 50 mm e 60 mm, estando rigidamente montados na posição vertical no interior do canal aerodinâmico. As medições foram realizadas com um número de Reynolds de  $2,00 \times 10^4$ , gerando velocidades médias de escoamento diferentes para cada cilindro. A altura dos cilindros está relacionada com o canal através da razão de espaçamento  $h_a/d$  (altura entre o topo do cilindro e o topo do canal aerodinâmico pelo diâmetro do cilindro). Para o estudo utilizou-se a maior razão de aspecto possível de cada cilindro que não extrapolasse o topo do canal aerodinâmico e para comparação estudou-se uma razão de aspecto menor, onde cada cilindro teve um diâmetro reduzido da sua altura.

A Figura 4.1 apresenta a densidade espectral de potência para os cilindros finitos de 25 mm, 32 mm, 40 mm, 50 mm e 60 mm com medição à meia altura, onde as frequências de desprendimento de vórtices encontradas são, respectivamente, 82,03 Hz, 50,78 Hz, 35,16 Hz, 23,44 Hz e 19,53 Hz. Neste experimento, cada cilindro finito apresenta uma razão de aspecto menor, com o intuito de verificar a frequência de desprendimento dos vórtices e a magnitude dos picos de frequência com diâmetros diferentes. Assim, as razões de aspecto propostas são as seguintes: para um cilindro de 25 mm,  $h/d=3$  ( $h=75$  mm), para um cilindro de 32 mm,  $h/d =3$  ( $h=96$  mm), para cilindro de 40 mm,  $h/d =2$  ( $h=80$  mm), para cilindro de 50 mm,  $h/d =1$  ( $h=50$  mm), e para um cilindro de 60 mm,  $h/d =1$  ( $h=60$  mm). O número de Strouhal atingiu os valores de 0,167, 0,172, 0,188, 0,194 e 0,236, nessa ordem (Tabela 4.2).

Em comparação a um cilindro infinito, um cilindro finito apresenta valores menores do número de Strouhal e isto ocorre devido a mudanças na emissão de vórtices derivadas de efeitos produzidos pela extremidade livre. Porém, como nos cilindros infinitos, observou-se um aumento no número de Strouhal para cilindros de maior diâmetro, ou seja, com maior razão de bloqueio [Möller et al., 2015a]. Em relação à magnitude dos picos de energia, nota-se que o pico é mais intenso conforme aumenta-se a altura do cilindro; entretanto, ao reduzir a razão de aspecto, a tendência é de supressão do desprendimento dos vórtices devido ao maior afastamento entre o cilindro e o topo do canal aerodinâmico em conjunto com menor bloqueio do canal.

Ao analisar uma razão de aspecto maior, ou seja, com a extremidade mais próxima do topo do canal aerodinâmico, espera-se espectros de frequência com picos de maior magnitude. Assim, na Figura 4.2 é ilustrada a densidade espectral de potência para cilindros finitos com os mesmos diâmetros estudados anteriormente, porém com a razão de aspecto maior, ou seja, para cilindro de 25 mm,  $h/d =4$  ( $h=100$  mm), para cilindro de 32 mm,  $h/d =4$  ( $h=128$  mm), para cilindro de 40 mm,  $h/d =3$  ( $h=120$  mm), para cilindro de 50 mm,  $h/d =2$  ( $h=100$  mm), e para cilindro de 60 mm,  $h/d =2$  ( $h=120$  mm), novamente com medição a meia altura e  $Re= 2,00 \times 10^4$ .

Neste caso, as frequências de desprendimento de vórtices são, respectivamente, 82,03 Hz, 54,69 Hz, 35,16 Hz, 23,44 Hz e 19,53 Hz e o número de Strouhal possui os valores de 0,167, 0,186, 0,188, 0,194 e 0,236 (Tabela 4.2). Nota-se que a magnitude dos picos de energia é maior em comparação ao caso anterior, ou seja, quanto maior a altura do cilindro, maior é a energia da esteira em relação à energia de fundo do escoamento.

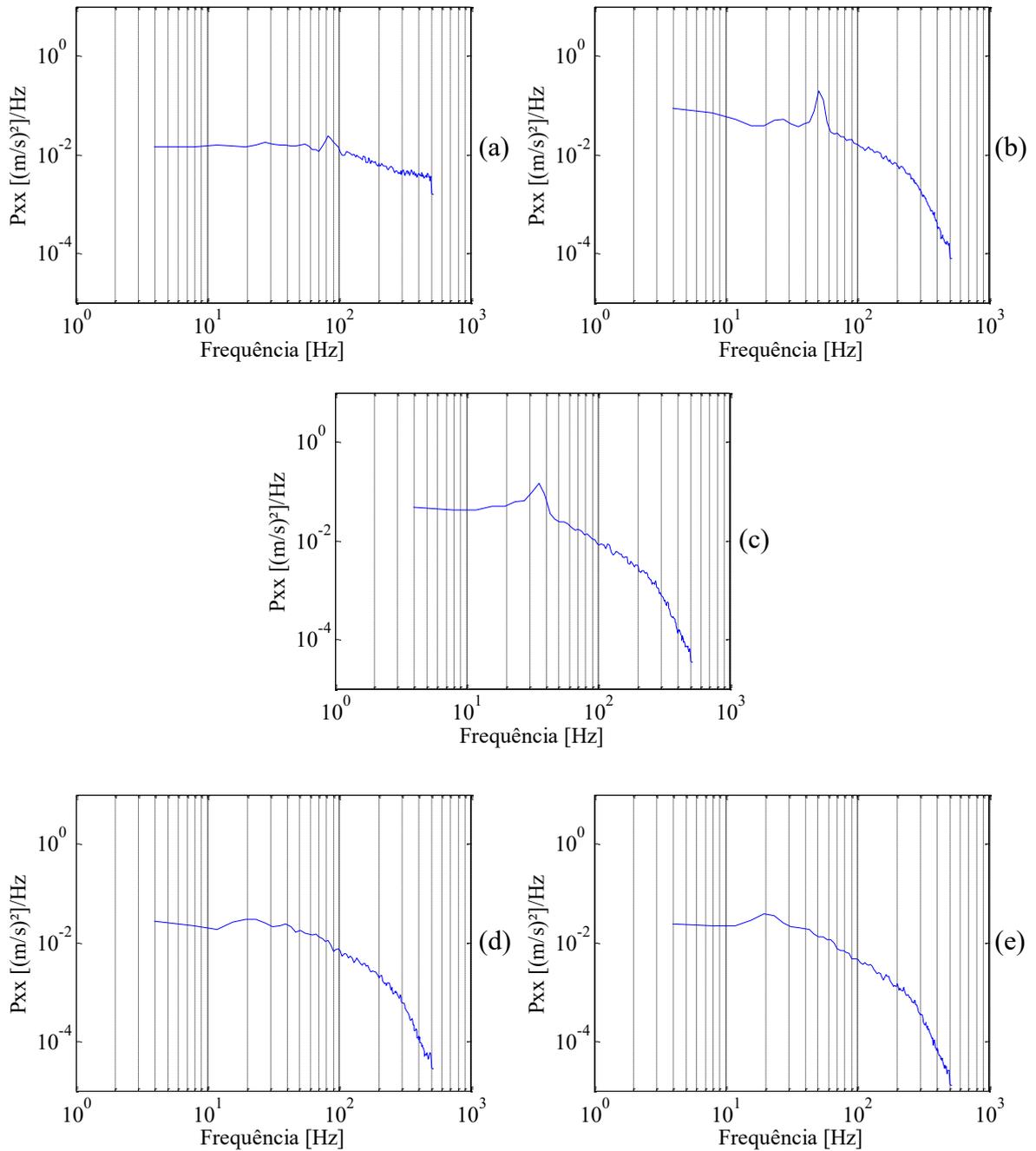


Figura 4.1 – Espectros de Fourier para menores  $h/d$  com medição no centro dos cilindros ( $h/2$ ) de diâmetro: (a) 25 mm ( $h/d=3$ ), (b) 32 mm ( $h/d=3$ ), (c) 40 mm ( $h/d=2$ ), (d) 50 mm ( $h/d=1$ ) e (e) 60 mm ( $h/d=1$ ) com  $Re = 2,00 \times 10^4$ .

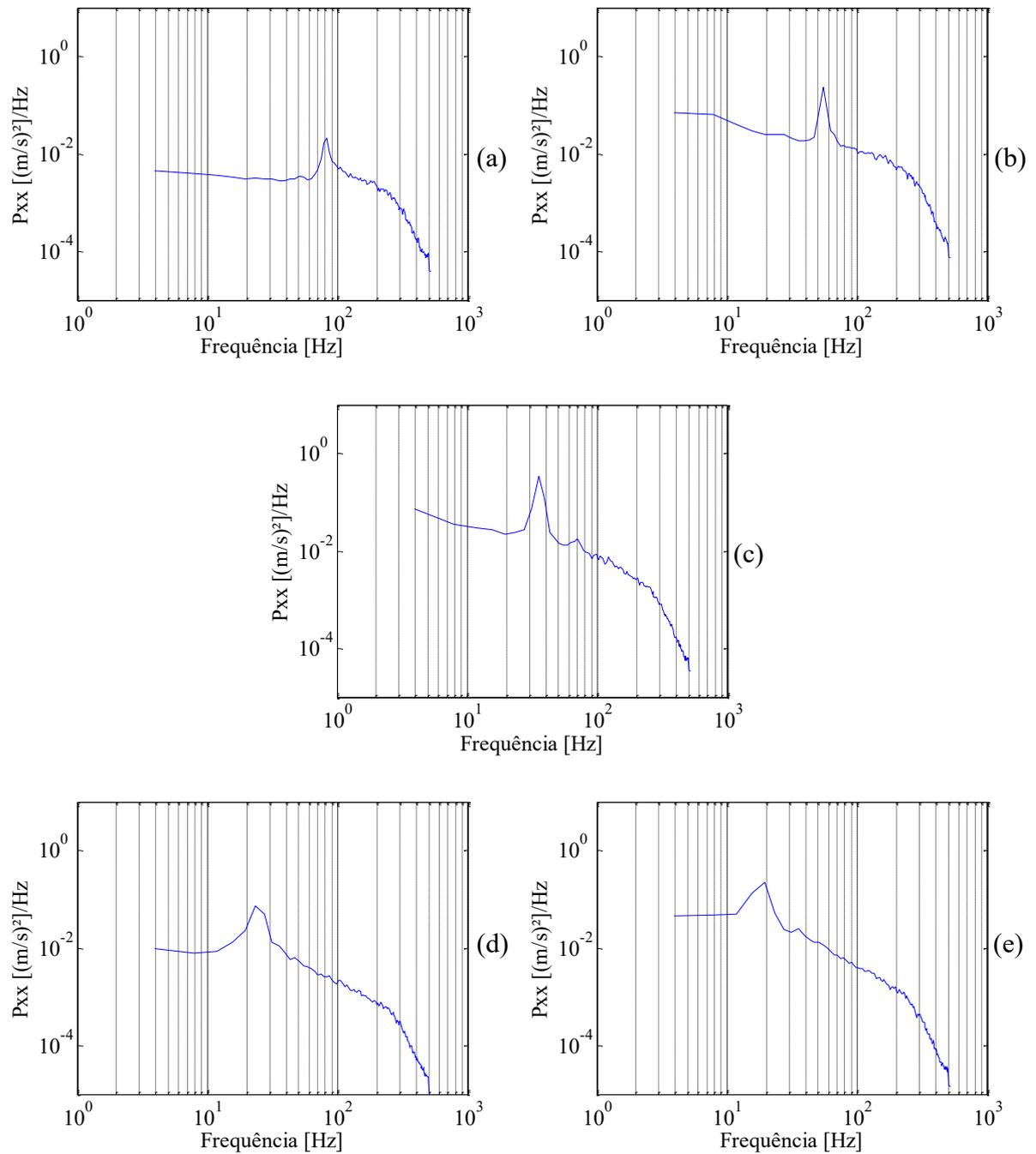


Figura 4.2 – Espectros de Fourier para maiores  $h/d$  com medição no centro dos cilindros ( $h/2$ ) de diâmetro: (a) 25 mm ( $h/d=4$ ), (b) 32 mm ( $h/d=4$ ), (c) 40 mm ( $h/d=3$ ), (d) 50 mm ( $h/d=2$ ) e (e) 60 mm ( $h/d=2$ ) com  $Re = 2,00 \times 10^4$ .

Aparentemente, o número de Strouhal não está relacionado diretamente com a altura do cilindro, ou seja, para uma média razão de aspecto não foi observado variação no número de Strouhal, exceto pelo cilindro de 32 mm com  $h/d = 4$  que teve um pequeno acréscimo devido ao aumento na frequência de desprendimento de vórtices. Isto poderia estar relacionado com a incerteza em relação ao posicionamento da sonda, porém em diversas tentativas os resultados foram os mesmos. Uma explicação mais plausível seria a proximidade com o topo do canal aerodinâmico ou o efeito da razão de bloqueio, pois conforme Möller et al.,2015a, ocorre um aumento no número de Strouhal para maiores razões de bloqueio.

Para Sumner et al., 2004, cilindros finitos com baixo  $h/d$  não produzem esteiras de vórtices devido ao efeito da extremidade livre em conjunto com os vórtices ferradura formados na base, e cilindros finitos, com alta razão de aspecto, produzem esteiras com comportamento de maior turbulência próximo da extremidade livre. Para cilindros finitos com média razão de aspecto as esteiras também possuem este comportamento, pois existem variações no escoamento, conforme estão próximas da extremidade livre, alterando ou não o número de Strouhal, dependendo da proximidade com o topo. Um exemplo está no cilindro de 32 mm e  $h/d = 4$  (Figura 4.2b), com  $h = 128$  mm, próximo ao topo do canal aerodinâmico, onde a frequência de desprendimento de vórtices é alterada para um valor correspondente à de um cilindro infinito de mesmo diâmetro nas mesmas condições do escoamento.

As características da distribuição de energia, nas funções densidade espectral, estão relacionadas com a razão de aspecto, pois quanto menor é a razão de aspecto, maior é a interferência no escoamento. Dessa forma, pode influenciar na intensidade do pico de frequência que é reduzida quando menor é a razão de aspecto. É possível identificar, através das Figuras 4.1d e 4.1e, uma interferência maior para cilindros com  $h \leq 60$  mm. Para  $h > 60$  mm existe formação de pico de forma mais definida, porém com pequena intensidade até por volta de  $h=75$  mm (Figura 4.1a), quando então apresenta maior intensidade.

A Tabela 4.2 apresenta os valores de velocidade média, frequência de desprendimento de vórtices, razão de aspecto e número de Strouhal, onde se verifica que, para cada cilindro finito de mesmo diâmetro com diferente razão de aspecto, o número de Strouhal é idêntico, com exceção do cilindro com diâmetro de 32 mm que apresenta uma frequência de desprendimento de vórtices maior com a proximidade da extremidade livre com o topo do canal aerodinâmico.

Tabela 4.2 – Resultados dos experimentos para um cilindro finito com  $Re = 2,00 \times 10^4$ .

Diâmetro (mm)	Velocidade (m/s)	Frequência de Desprendimento de Vórtices (Hz)	Razão de Aspecto ( $h/d$ )	Número de Strouhal	Razão de Afastamento ( $h_a/d$ )	Razão de Bloqueio ( $A/A_c$ )
25	12,30	82,03	3	0,167	2,88	0,07
	12,30	82,03	4	0,167	1,88	0,09
32	9,42	50,78	3	0,172	1,59	0,11
	9,42	54,69	4	0,186	0,59	0,14
40	7,50	35,16	2	0,188	1,68	0,11
	7,50	35,16	3	0,188	0,68	0,17
50	6,03	23,44	1	0,194	1,94	0,09
	6,03	23,44	2	0,194	0,94	0,18
60	4,97	19,53	1	0,236	1,45	0,13
	4,97	19,53	2	0,236	0,45	0,25

A tabela mostra que o número de Strouhal não está relacionado com a razão de aspecto, pelo menos quando estudos são realizados com média razão de aspecto, mesmo número de Reynolds e medições à meia altura do cilindro finito, pois o incremento ocorre à medida que o diâmetro aumenta.

Realizando a análise dos mesmos cilindros finitos através de ondaletas, com intervalos de frequência de 2 Hz, na faixa entre 10 e 100 Hz, e comparando com os espectros de Fourier, observa-se com mais clareza a interferência no sinal.

Na Figura 4.3, para cilindros finitos com menor razão de aspecto, o espectro não apresenta concentração de energia em uma frequência específica, mas em várias frequências. No caso da Figura 4.4, ocorre o contrário, pois em cilindros finitos com maior razão de aspecto, há uma concentração de energia mais acentuada na frequência de desprendimento de vórtices e observa-se que existe alta energia distribuída em torno dos dois primeiros cilindros, (Figura 4.4a e Figura 4.4b) sendo que nos restantes é restrita à frequência de desprendimento.

A energia dos sinais, em escala arbitrária, é apresentada em escala de cores que são representadas através do azul, para baixas energias, passando pelo amarelo e chegando no vermelho para altas energias.

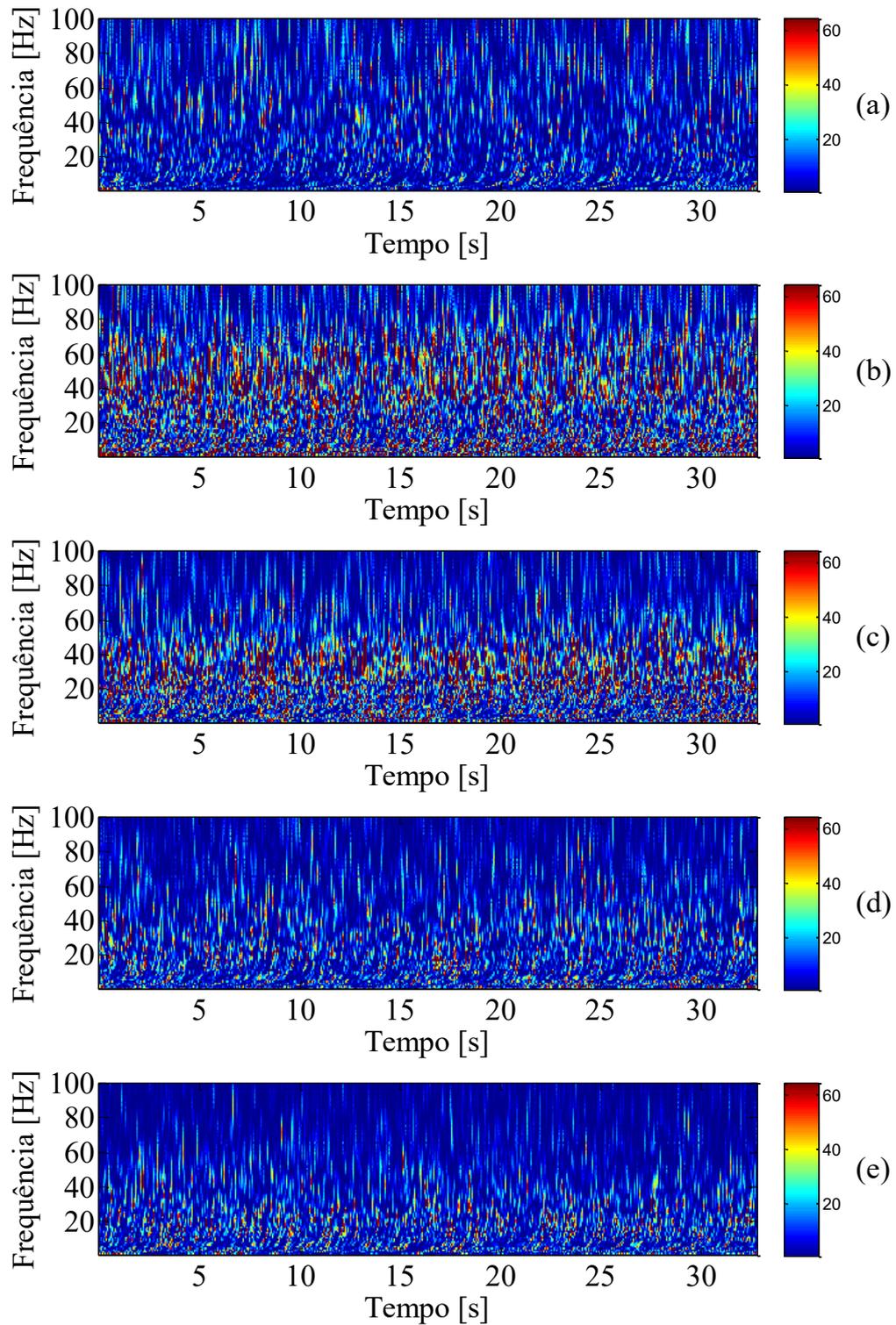


Figura 4.3 – Espectros de ondaletas Db20 (energia em escala arbitrária) da esteira de vórtices para cilindros finitos com para menores  $h/d$ : (a)  $d= 25$  mm ( $h/d =3$ ), (b)  $d= 32$  mm ( $h/d =3$ ), (c)  $d= 40$  mm ( $h/d =2$ ), (d)  $d= 50$  mm ( $h/d =1$ ) e (e)  $d= 60$  mm ( $h/d =1$ ).

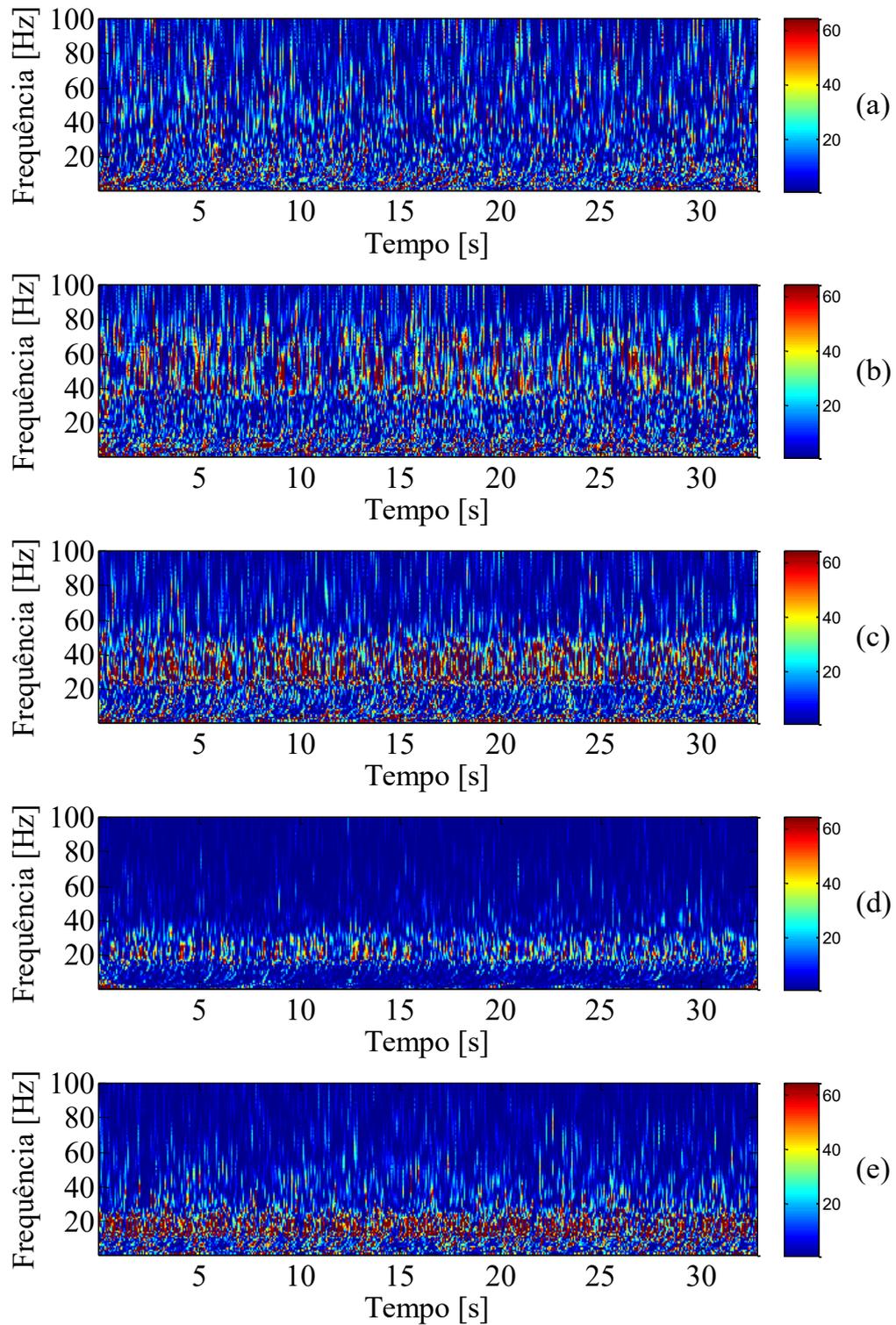


Figura 4.4 – Espectros de ondaletas Db20 (energia em escala arbitrária) da esteira de vórtices para cilindros finitos com para maiores  $h/d$ : (a)  $d= 25$  mm ( $h/d =4$ ), (b)  $d= 32$  mm ( $h/d =4$ ), (c)  $d= 40$  mm ( $h/d =3$ ), (d)  $d= 50$  mm ( $h/d =2$ ) e (e)  $d= 60$  mm ( $h/d =2$ ).

Na Figura 4.5 é apresentada a densidade espectral de potência para o cilindro finito de 25 mm com razão de aspecto 3 ( $h=75$  mm) e o cilindro finito de 32 mm com razão de aspecto 4 ( $h=128$  mm), a fim de analisar o desprendimento dos vórtices, para um mesmo número de Reynolds, com a sonda de fio quente em três posições; base, centro e extremidade livre, a uma distância  $x = 10$  mm (Figura 3.2). Assim observa-se que, perto da extremidade livre, o escoamento pode suprimir o desprendimento de vórtices em cilindros finitos com menor razão de aspecto, conforme já observado por Sumner, 2004. Além disso, baixas razões de aspecto (Figura 4.5a) produzem menores picos de frequência no desprendimento, ou seja, a altura do cilindro está diretamente relacionada com a magnitude dos picos de frequência.

De acordo com Luo et al., 1996, a magnitude dos picos de frequência e o número de Strouhal indicam que o padrão de escoamento varia ao longo da altura dos cilindros, pois a interferência do escoamento na extremidade livre conduz a uma perda da regularidade no desprendimento de vórtices. Além disso, picos mais largos foram encontrados perto da base do cilindro, resultantes da interferência da camada limite e do vórtice ferradura. À medida que a sonda de fio quente se aproxima da extremidade livre, a forma do espectro de potência torna-se irregular e os picos tornam-se mais fracos, o que indica que o desprendimento de vórtices regular foi perturbado pelo escoamento descendente a partir da extremidade livre. Estes resultados corroboram com o descrito por diversos autores, como Park e Lee, 2000, Sumner et al., 2004, Adaramola et al., 2006, entre outros.

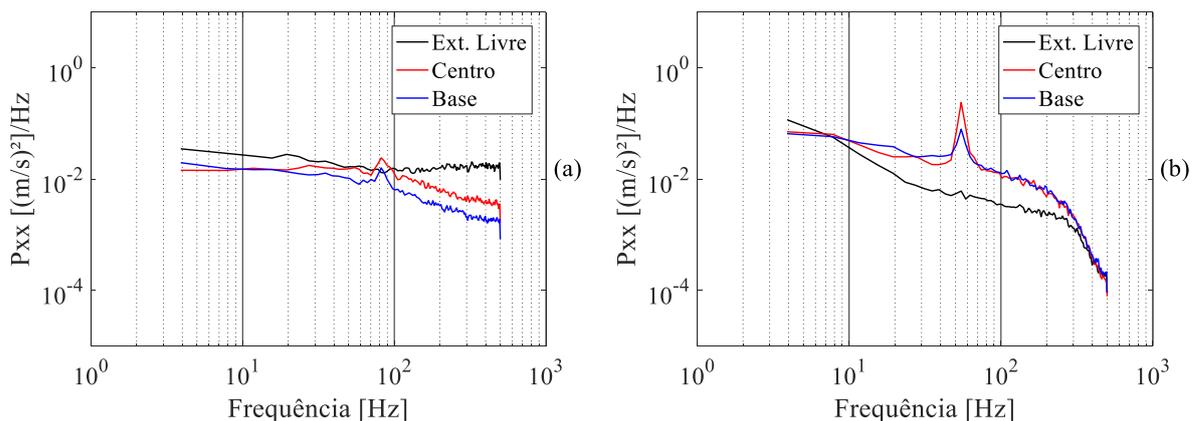


Figura 4.5 – Espectro de Fourier de (a) um cilindro finito diâmetro 25 mm com  $h/d=3$  e (b) de um cilindro finito de 32 mm com  $h/d=4$  com a sonda nas alturas da base, centro e extremidade livre e  $Re = 2,00 \times 10^4$ .

Em outra situação, foram realizadas medições em um cilindro finito de 32 mm com  $h/d = 4$  ( $h=128$  mm) e outro de 40 mm com  $h/d = 3$  ( $h=120$  mm) com a sonda de fio quente posicionada na base, com  $Re = 2,00 \times 10^4$ , afastando-se gradualmente a sonda do cilindro em uma linha perpendicular  $0,5d$  por vez a fim de identificar se há alguma mudança no desprendimento regular de vórtices com a aproximação da parede, conforme Figura 4.6.

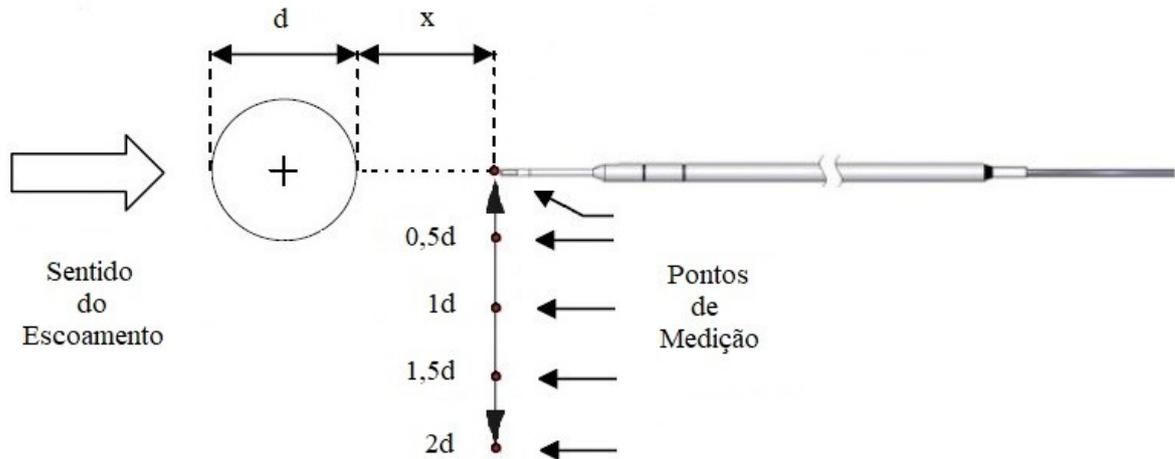


Figura 4.6 – Pontos de medição feitas nos cilindros finitos com a sonda posicionada na altura da base iniciadas no ponto central com afastamento de  $0,5$  diâmetros por vez até a proximidade com a parede.

Neste experimento notou-se uma variação na forma dos picos no espectro de potência conforme a sonda de fio quente se afastava do cilindro (Figura 4.7). O número de Strouhal no cilindro de 32 mm era de cerca de  $0,186$  e no cilindro de 40 mm era de cerca de  $0,188$  e nos dois casos mantiveram-se constantes desde o centro do cilindro até a aproximação com a parede. Picos intensos foram medidos próximo ao cilindro, que foi semelhante em forma ao que normalmente seria observado para a formação de vórtices de um cilindro infinito. Outro detalhe importante está relacionado com a intensidade dos picos de frequência, pois como a altura dos dois cilindros estudados é similar, verifica-se que nos dois casos o pico de frequência tem quase a mesma intensidade mesmo para cilindros de diâmetros diferentes. Assim, pode-se afirmar novamente que a altura do cilindro está diretamente relacionada com a magnitude dos picos de frequência.

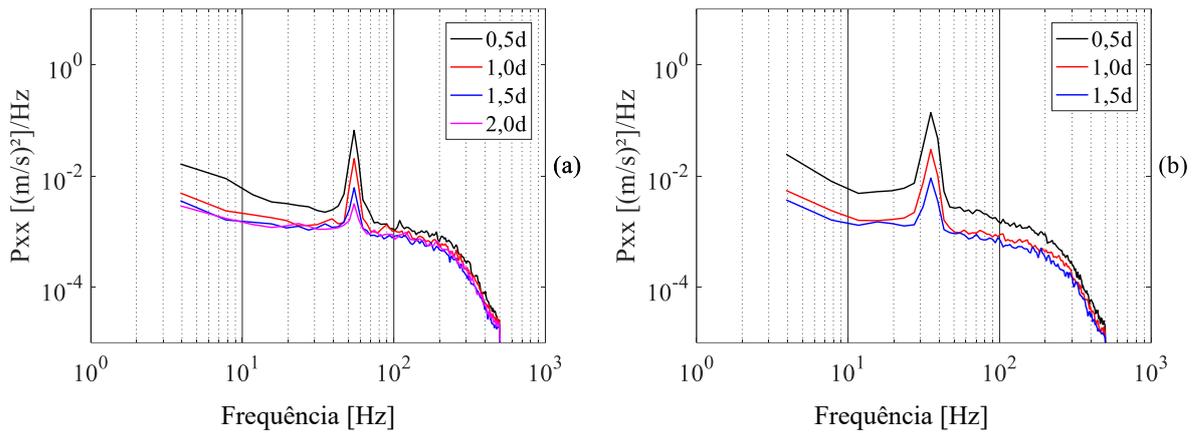


Figura 4.7 – Espectro de Fourier do sinal de velocidade (a) no cilindro de diâmetro 32 mm  $h/d=4$  e (b) no cilindro de diâmetro 40 mm  $h/d=3$  com a sonda de fio quente posicionada na altura do centro com distâncias “n” diâmetros do cilindro finito.

Analisando o desprendimento de vórtices para um único cilindro finito de 25 mm e  $h/d=3$ , com diferentes números de Reynolds ( $5,97 \times 10^3$ ,  $8,26 \times 10^3$ ,  $1,26 \times 10^4$ ,  $1,70 \times 10^4$ ,  $2,09 \times 10^4$ ,  $2,43 \times 10^4$ ), Tabela 4.3, onde a sonda de fio quente foi posicionada na altura do centro, observou-se o processo de desprendimento de vórtices através da magnitude dos picos de frequência no espectro de Fourier. As frequências foram, respectivamente, 23,44 Hz, 31,25 Hz, 50,78 Hz, 70,31 Hz, 85,94 Hz e 101,6 Hz, (Figura 4.8).

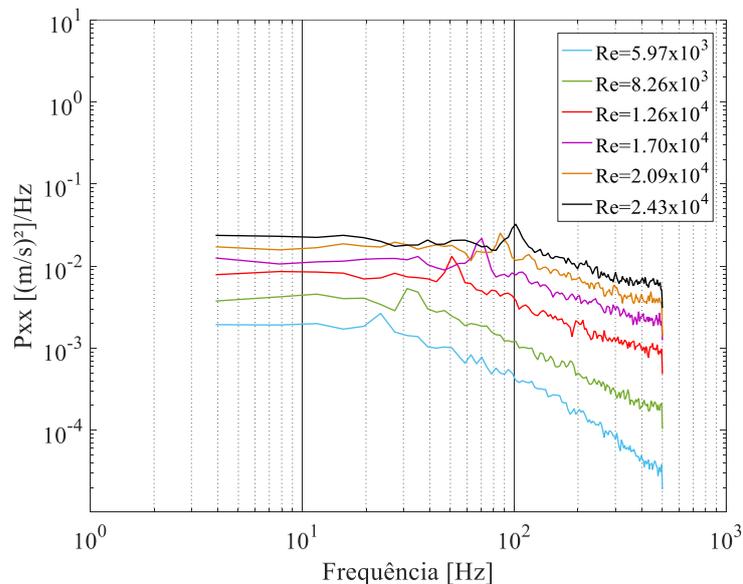


Figura 4.8 – Espectro de Fourier do sinal no cilindro de 25 mm  $h/d=3$  para diferentes números de Reynolds, com a sonda de fio quente posicionada na altura do centro ( $h/2$ ) do cilindro finito.

Tabela 4.3 – Resultados do desprendimento de vórtices dos experimentos para um cilindro finito isolado com diâmetro de 25 mm e  $h/d = 3$  para vários números de Reynolds.

Re	Frequência de Desprendimento de Vórtices (Hz)	Número de Strouhal
$5,97 \times 10^3$	23,44	0,158
$8,26 \times 10^3$	31,25	0,164
$1,26 \times 10^4$	50,78	0,17
$1,70 \times 10^4$	70,31	0,172
$2,09 \times 10^4$	85,94	0,172
$2,43 \times 10^4$	101,6	0,174

Analisando o desprendimento de vórtices para um único cilindro finito de 25 mm e  $h/d = 3$ , com diferentes números de Reynolds ( $5,97 \times 10^3$ ,  $8,26 \times 10^3$ ,  $1,26 \times 10^4$ ,  $1,70 \times 10^4$ ,  $2,09 \times 10^4$ ,  $2,43 \times 10^4$ ), onde a sonda de fio quente foi posicionada na base, também observou-se o processo de desprendimento de vórtices através de picos de frequência no espectro de Fourier, porém as magnitudes destes picos foram menores devido às influências de outros fenômenos presentes na base que tendem a reduzir, ou mesmo suprimir, o desprendimento de vórtices (Figura 4.9).

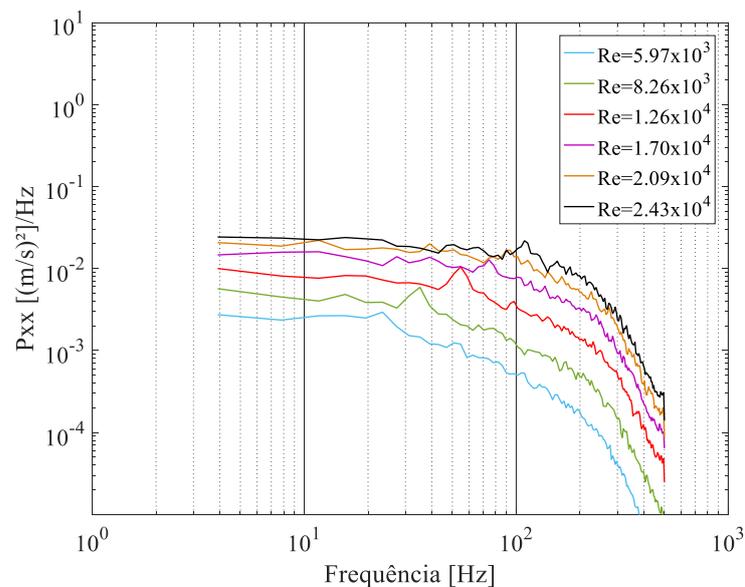


Figura 4.9 – Espectro de Fourier do sinal no cilindro de 25 mm  $h/d = 3$  para diferentes números de Reynolds, com a sonda posicionada na altura da base do cilindro finito.

As frequências permaneceram as mesmas, ou seja, respectivamente 23,44 Hz, 31,25 Hz, 50,78 Hz, 70,31 Hz, 85,94 Hz e 101,6 Hz. Conforme o número de Reynolds aumenta notam-se alguns picos de frequência de menor magnitude, principalmente quando  $Re=2,43\times 10^4$ , demonstrando frequências decorrentes das interferências que ocorrem na base.

Analisando o desprendimento de vórtices para um único cilindro finito de 25 mm e  $h/d = 3$ , com diferentes números de Reynolds ( $5,97\times 10^3$ ,  $8,26\times 10^3$ ,  $1,26\times 10^4$ ,  $1,70\times 10^4$ ,  $2,09\times 10^4$ ,  $2,43\times 10^4$ ), Figura 4.10, onde a sonda de fio quente foi posicionada na extremidade livre, observou-se o processo de desprendimento de vórtices através de picos de frequência no espectro de Fourier, com baixa magnitude, basicamente em altas frequências. De um modo geral, não foi possível identificar as frequências já encontradas anteriormente, apenas resíduos em altas frequências derivadas de interferências existentes na extremidade livre.

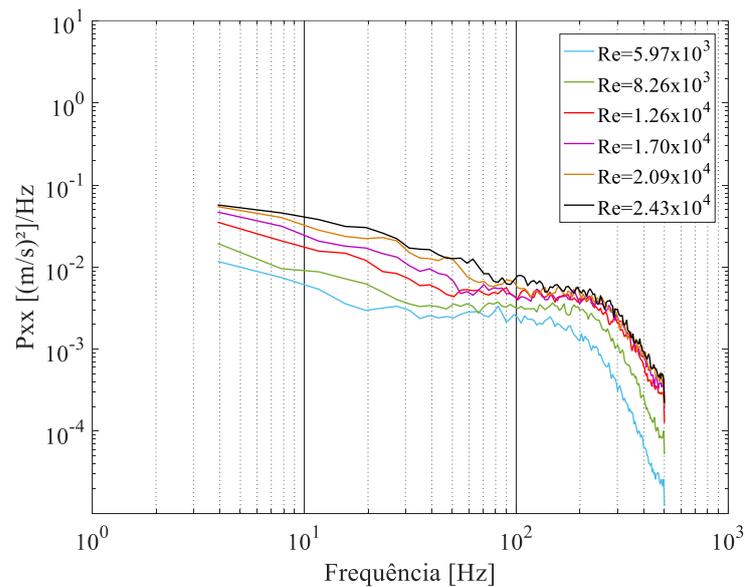


Figura 4.10 – Espectro de Fourier do sinal no cilindro de 25 mm  $h/d = 3$  para diferentes números de Reynolds, com a sonda de fio quente posicionada na altura da extremidade livre do cilindro finito.

Experimentos realizados com cilindros infinitos indicam forte influência da razão de bloqueio sobre o fenômeno biestável [Möller et al., 2015b]. Para cilindros finitos, a razão de

bloqueio também deve influenciar na ocorrência do fenômeno. Com uma menor razão de aspecto  $e$ , conseqüentemente, menor bloqueio, haverá maiores regiões de recirculação formadas pelo escoamento descendente oriundo da extremidade livre, como mostrado nos resultados para um único cilindro finito, afetando o escoamento principal e, por conseqüência, a formação do fenômeno biestável.

#### 4.2 O fenômeno da biestabilidade em dois cilindros finitos dispostos lado a lado

Na análise de dois cilindros finitos dispostos lado a lado, medições da velocidade média e instantânea foram feitas ao longo da altura do cilindro (topo, centro e base) e as sondas de fio quente foram fixadas em  $x = 10$  mm (Figura 4.11). Esta posição foi escolhida pelo fato de que apresentou melhor captação do sinal biestável, através do uso de um osciloscópio digital marca *Keysight Technologies* e modelo DSO1072B. Na Tabela 4.4 estão os dados dos cilindros finitos utilizados nos experimentos.

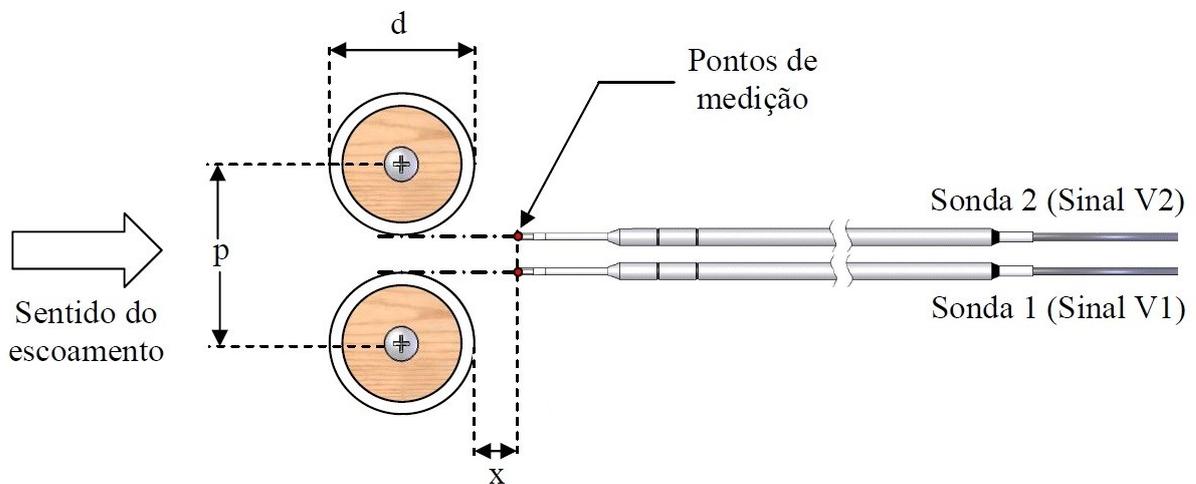


Figura 4.11 – Geometria de dois cilindros dispostos lado a lado e o posicionamento das sondas utilizadas no experimento (Adaptado de De Paula, 2008).

Tabela 4.4 – Dados dos cilindros finitos dispostos lado a lado utilizados nos experimentos.

Diâmetro (mm)	Razão de Aspecto	Razão de Afastamento ( $h_a/d$ )	Razão de Espaçamento ( $p/d$ )	Razão de Bloqueio ( $A/A_c$ )
25	3	2,88	1,26	0,13
	4	1,88	1,26	0,18
32	3	1,59	1,26	0,22
	4	0,59	1,26	0,29

As medições foram realizadas em três etapas (Tabela 4.5), a primeira com um número de Reynolds fixo em  $2,00 \times 10^4$ , a segunda com um número de Reynolds fixo em  $2,50 \times 10^4$  e a terceira com diferentes números de Reynolds ( $9,23 \times 10^3$  a  $4,81 \times 10^4$ ) que serão apresentadas no decorrer da seção. Os cilindros finitos possuem diâmetros de 25 mm e 32 mm, e estão rigidamente montados na posição vertical no interior do canal aerodinâmico. A altura dos cilindros está relacionada com o canal aerodinâmico através da razão de afastamento “ $h_a/d$ ” (afastamento entre o canal aerodinâmico e o cilindro pelo diâmetro do cilindro).

Tabela 4.5 – Dados das etapas realizadas com cilindros finitos dispostos lado a lado utilizados nos experimentos.

Etapa	Diâmetro (mm)	$Re$
1 <sup>a</sup>	25	$2,00 \times 10^4$
2 <sup>a</sup>	32	$2,50 \times 10^4$
3 <sup>a</sup>	25 - 32	$9,23 \times 10^3 - 4,81 \times 10^4$

#### 4.2.1 Análise de cilindros finitos com número de Reynolds fixo

Na primeira etapa, a sonda 1 foi posicionada na altura do centro ( $h/2$ ),  $x = 10$  mm, e as medições foram realizadas com um número de Reynolds de  $2,00 \times 10^4$  e velocidade média de referência de 12 m/s. A Figura 4.12 mostra os sinais de velocidade para um cilindro de 25 mm com  $h/d = 4$ . Neste caso, identificou-se o fenômeno da biestabilidade ao longo de toda esta série com algumas interferências.

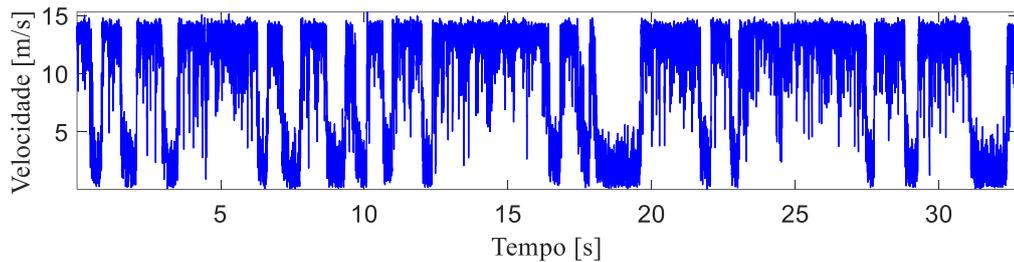


Figura 4.12 – Sinais de velocidades instantâneas da sonda 1 capturadas para cilindros com diâmetro 25 mm,  $h/d = 4$  com a sonda posicionada na altura do centro ( $h/2$ ) na configuração de cilindros dispostos lado a lado.

De Paula, 2008, para a mesma geometria e razão de espaçamento, encontrou apenas uma troca de modo em cilindros infinitos num intervalo de 13 segundos (Figura 4.13). Comparando com este estudo, em cilindros finitos e  $h/d = 4$ , no mesmo intervalo de tempo ocorreram em média 16 trocas, evidenciando a presença de interferências no escoamento principal advindas da extremidade livre e/ou da base do cilindro.

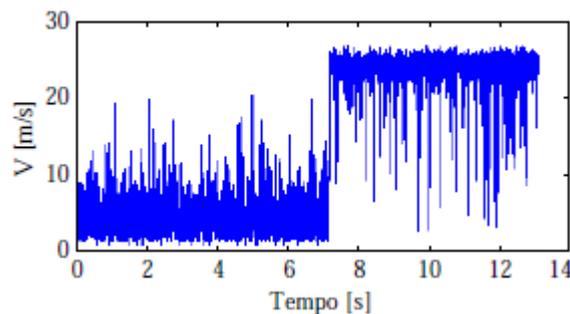


Figura 4.13 – Sinais de velocidades instantâneas capturadas para cilindros infinitos com diâmetro 25 mm, com a sonda posicionada na altura do centro ( $h/2$ ) na configuração de cilindros dispostos lado a lado (Adaptado de De Paula, 2008).

Conforme estudos de Park e Lee, 2000, na estrutura do escoamento ocorre uma corrente descendente causada por vórtices rotativos que interagem com o escoamento principal entre os dois lados do cilindro pela parte superior da região da esteira. De certa forma, isso provoca uma zona de recirculação que afeta o escoamento biestável entre os cilindros. Como a distância entre o cilindro e o topo do canal aerodinâmico é de 47 mm, (razão de afastamento  $h_a/d = 1,88$ ), com um menor afastamento, o escoamento acima do cilindro tende a possuir maior velocidade, conseqüentemente descendo com maior velocidade. Assim, o escoamento transversal faz com que as trocas de modo sejam mais frequentes afetando também o período de tempo entre os modos. O tempo de aquisição deste experimento é de 32,7 segundos, e o escoamento principal é perturbado constantemente pelo escoamento descendente e pelo escoamento ascendente durante este período.

Na Figura 4.14 é mostrada a reconstrução do sinal da Figura 4.12 através de transformada discreta de ondaletas Db20 nível 9 com a frequência até 0,976 Hz. A partir desta figura, pode-se verificar a ocorrência do fenômeno da biestabilidade devido a alguns períodos onde a velocidade permanece mais baixa indicando a troca de modo. Quando a velocidade média flutua ao redor de um valor mais alto, o escoamento que sai do interior da fenda está inclinado na direção da sonda, e quando a velocidade média flutua ao redor de um valor mais baixo, a sonda está medindo a velocidade dentro da esteira larga. No espectrograma da Figura 4.15 (energia em escala arbitrária), é possível analisar a existência de regiões de alta energia e regiões de baixa energia, sugerindo que há altas velocidades em alguns pontos e baixas velocidades em outros, relacionadas com a formação de uma esteira estreita e outra larga, típicas do escoamento biestável.

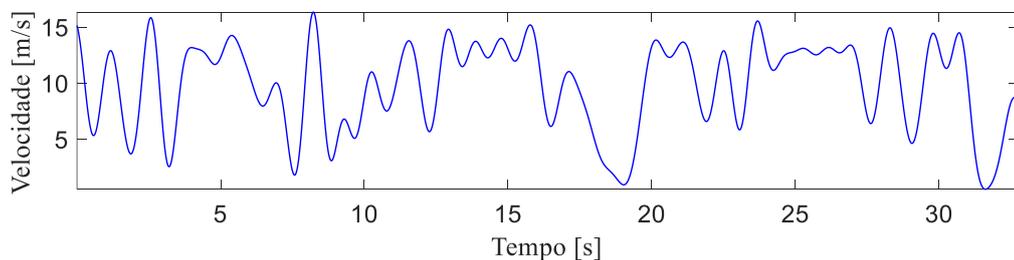


Figura 4.14 – Reconstrução dos sinais de velocidades instantâneas da sonda 1 para cilindros de diâmetro 25 mm com  $h/d = 4$  com a sonda posicionada na altura do centro, através de transformada discreta de ondaletas na configuração de cilindros dispostos lado a lado.

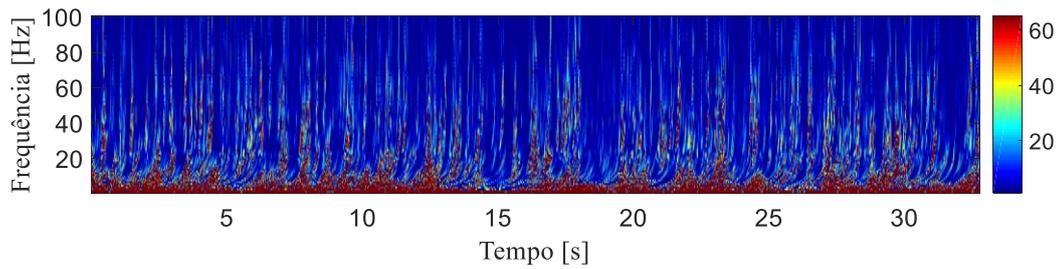


Figura 4.15 – Espectrograma dos sinais de velocidades instantâneas (energia em escala arbitrária) para cilindros de 25 mm com  $h/d = 4$  com a sonda posicionada na altura do centro, através de transformada contínua de ondaletas na configuração de cilindros dispostos lado a lado.

Outro detalhe interessante na Figura 4.15 é referente ao desprendimento de vórtices. Como ocorrem interferências advindas da extremidade livre, o desprendimento está perturbado pelo escoamento descendente e não é visível no espectro. Desta forma existe o aumento da energia descendente adicionado à energia do escoamento biestável. No espectrograma, a energia fica restrita ao escoamento biestável sendo que em cada modo há adição do escoamento descendente, demonstrando maior intensidade de energia apenas no modo onde a velocidade é baixa, referente a uma das sondas e mesmo com esta intensidade não é possível verificar um pico na frequência de desprendimento de vórtices, conforme Figura 4.16. Assim, é evidente que a troca entre os escoamentos tende a diminuir o pico de frequência ou mesmo suprimi-lo quanto maior for a perturbação no escoamento principal.

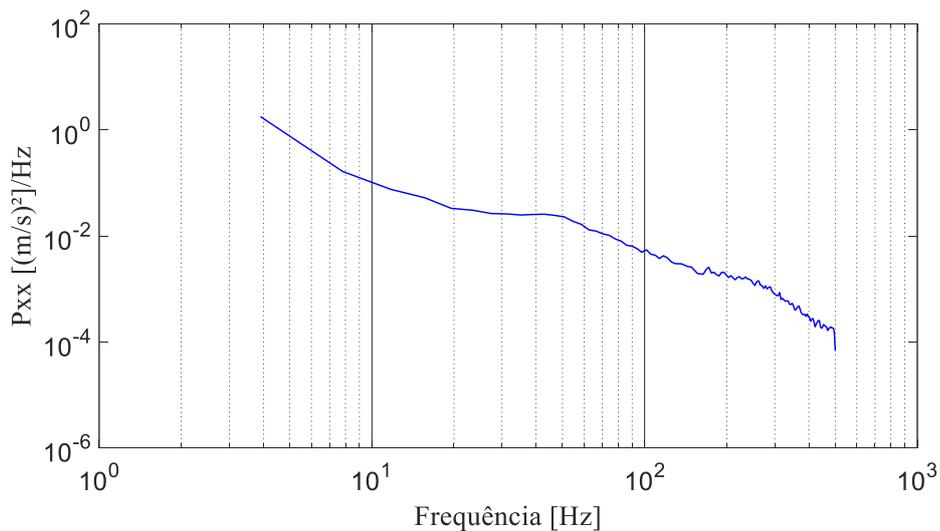


Figura 4.16 – Espectro de Fourier para cilindros de diâmetro 25 mm,  $h/d = 4$  com a sonda posicionada na altura do centro ( $h/2$ ) na configuração de cilindros dispostos lado a lado.

Ao visualizar o escoamento principal no canal hidráulico para dois cilindros dispostos lado a lado com diâmetro de 25 mm,  $h/d = 4$  e agulhas com tinta de diferentes cores posicionadas na altura do centro ( $h/2$ ) dos cilindros, observa-se que existe a ocorrência do fenômeno da biestabilidade (Figura 4.17). Tanto na visualização do escoamento quanto na análise por anemometria de fio quente, nota-se que existe alguma interferência advinda da base e/ou extremidade livre no escoamento principal, pois as esteiras permanecem por um período pequeno de tempo em cada modo, com o conseqüente aumento das trocas de modo.

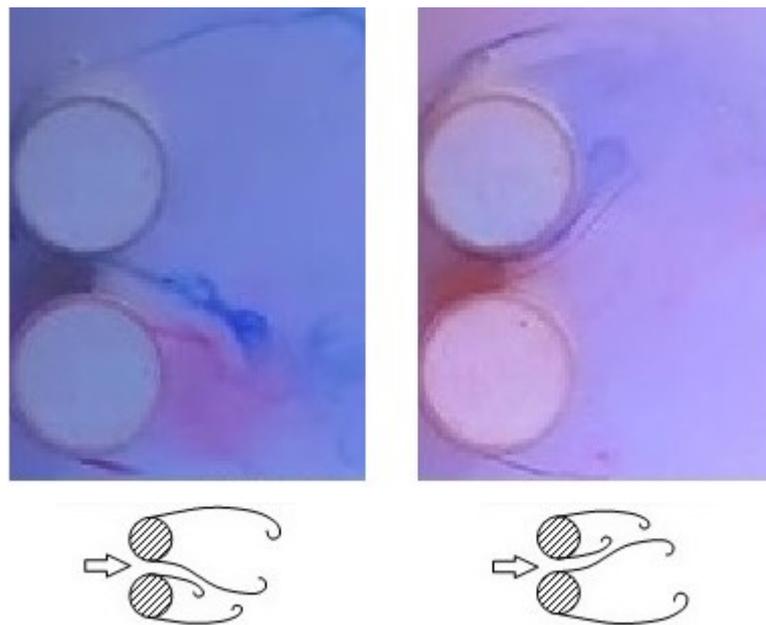


Figura 4.17 – Visualização do escoamento em torno de dois cilindros finitos posicionados lado a lado mostrando a formação das esteiras larga e estreita em cilindros com diâmetro de 25 mm,  $h/d = 4$  e agulhas com tinta posicionadas na altura do centro ( $h/2$ ) dos cilindros.

Na Figura 4.18 é ilustrado o sinal de velocidade instantânea obtido da sonda 1 para os cilindros com diâmetro de 25 mm, porém para  $h/d = 3$ . O número de Reynolds do experimento permanece em  $2,00 \times 10^4$  e a velocidade de referência é de 12 m/s. A sonda foi posicionada na altura do centro do cilindro ( $h/2$ ) e também se identificou o fenômeno da biestabilidade na série. Do mesmo modo, são notadas interferências no escoamento biestável, que se refletem num maior número de trocas de modo causados diretamente por influência do escoamento ascendente e do escoamento descendente.

Ao diminuir a razão de aspecto ocorreu maior interferência no escoamento indicando, a princípio, que um cilindro de menor razão de aspecto recebe maior perturbação de outros

escoamentos. Nesse caso, a distância entre o cilindro e o topo do canal aerodinâmico é 72 mm e a razão de afastamento  $h_a/d=2,88$ , ou seja, é o modelo de cilindro finito mais curto.

A Figura 4.19 mostra a reconstrução dos sinais através de transformada discreta de ondaletas Db20 nível 9 com a frequência até 0,976 Hz. Nessa figura também pode-se verificar que há ocorrência do fenômeno da biestabilidade, e confirma-se uma maior influência de outros escoamentos advindos da base e da extremidade livre. Donnert et al., 2007, relataram que ocorre um forte escoamento descendente nos cilindros com maior razão de aspecto e um pequeno escoamento descendente nos cilindros com menor razão de aspecto. Desta forma pode-se sugerir que o forte escoamento descendente é adicionado constantemente ao escoamento biestável mantendo um dos modos por maior tempo em algumas situações, como em  $h/d=4$ , porém com  $h/d=3$  o tempo de permanência é menor em cada um dos modos.

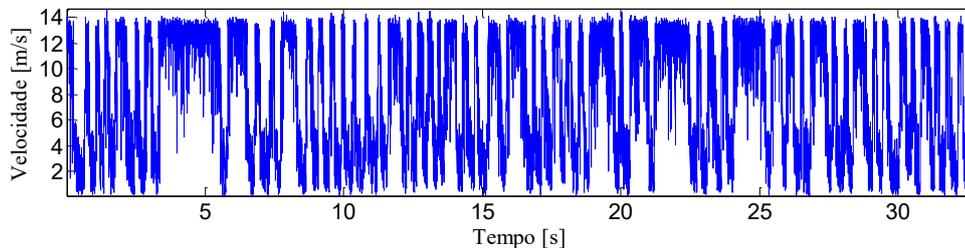


Figura 4.18 – Sinais de velocidades instantâneas capturadas da sonda 1 para os cilindros com diâmetro de 25 mm,  $h/d=3$  e a sonda posicionada na altura do centro ( $h/2$ ) na configuração de cilindros dispostos lado a lado.

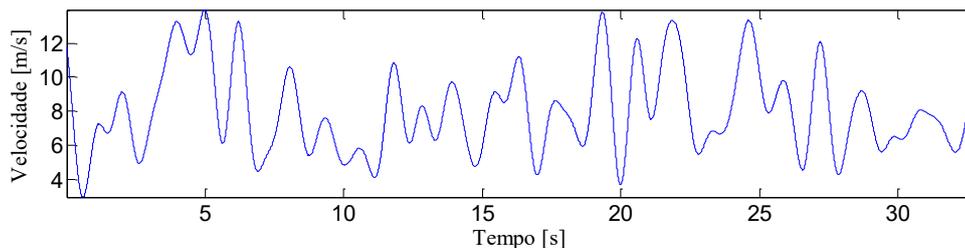


Figura 4.19 – Reconstrução dos sinais de velocidades instantâneas capturadas da sonda 1 para os cilindros de 25 mm com  $h/d=3$  com a sonda posicionada na altura do centro ( $h/2$ ), através de transformada discreta de ondaletas na configuração de cilindros dispostos lado a lado.

Através dos espectrogramas da Figura 4.20, com a energia em escala arbitrária, é possível identificar a existência do fenômeno da biestabilidade devido aos pontos de concentração de energia que coincidem com a Figura 4.19, principalmente por volta dos 5 segundos. No entanto, há mais concentração de energia do que no experimento anterior e isso

está relacionado à influência dos escoamentos descendente e ascendente adicionados ao escoamento principal, com ocorrência do fenômeno biestável, assim é acentuada a energia durante o experimento. Este pode ser um dos fatores para aumento das trocas de modo, pois além do escoamento descendente causar interferência no escoamento biestável, ainda há influência dos vórtices advindos da base.

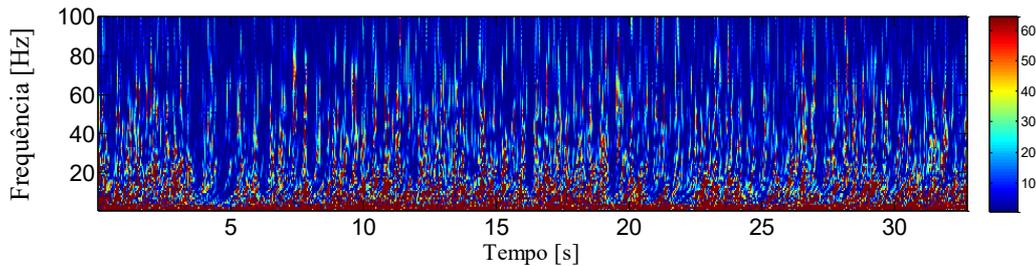


Figura 4.20 – Espectrograma dos sinais de velocidades instantâneas (energia em escala arbitrária) para cilindros de 25 mm com  $h/d = 3$  com a sonda posicionada na altura do centro ( $h/2$ ), através de transformada contínua de ondaletas na configuração de cilindros dispostos lado a lado.

Neste caso, com uma razão de aspecto igual a 3, além de suprimir o desprendimento normal de vórtices (Figura 4.21), o aumento na interferência da extremidade livre gera mais turbulência ao escoamento, assim produzindo vários picos de frequência de baixa intensidade em altas frequências.

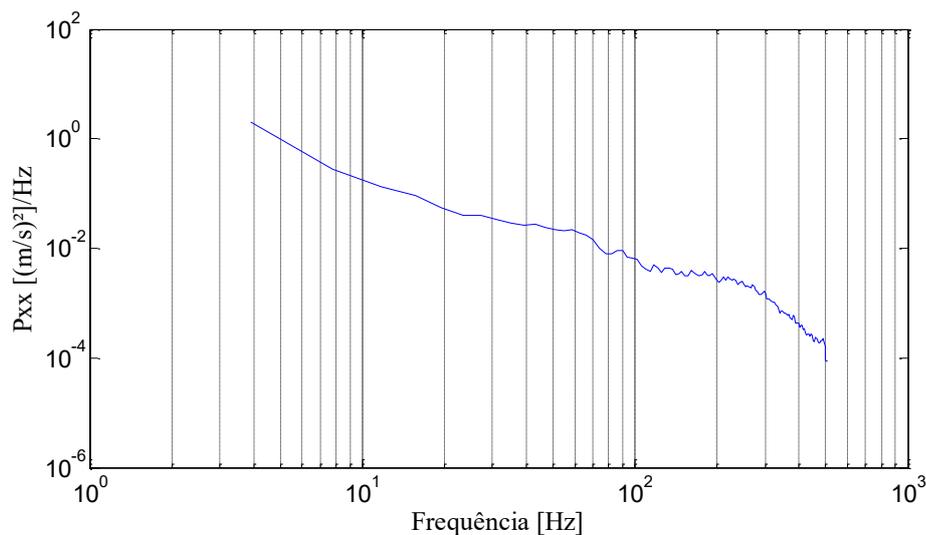


Figura 4.21 – Espectro de Fourier para cilindros de 25 mm,  $h/d = 3$  com a sonda posicionada na altura do centro ( $h/2$ ) na configuração de cilindros dispostos lado a lado.

De acordo com Sumner, 2004, em cilindros finitos com razão de aspecto pequeno, o escoamento em torno da extremidade livre pode suprimir o processo normal de desprendimento de vórtices, ou seja, conforme ocorre para um cilindro de 25 mm e  $h/d = 3$ .

Ao visualizar o escoamento no canal hidráulico para dois cilindros dispostos lado a lado com diâmetro de 25 mm,  $h/d = 3$  e agulhas com tinta posicionadas na altura do centro ( $h/2$ ) dos cilindros, observa-se o desvio do escoamento, com a formação de uma esteira larga e uma esteira estreita, evidenciando a existência do fenômeno da biestabilidade (Figura 4.22). Tanto na visualização do escoamento quanto na análise por anemometria de fio quente, nota-se que há interferência direta do escoamento descendente proveniente da extremidade livre, e do escoamento ascendente proveniente da base, pois as esteiras alternam várias vezes e permanecem um menor período de tempo em cada modo.

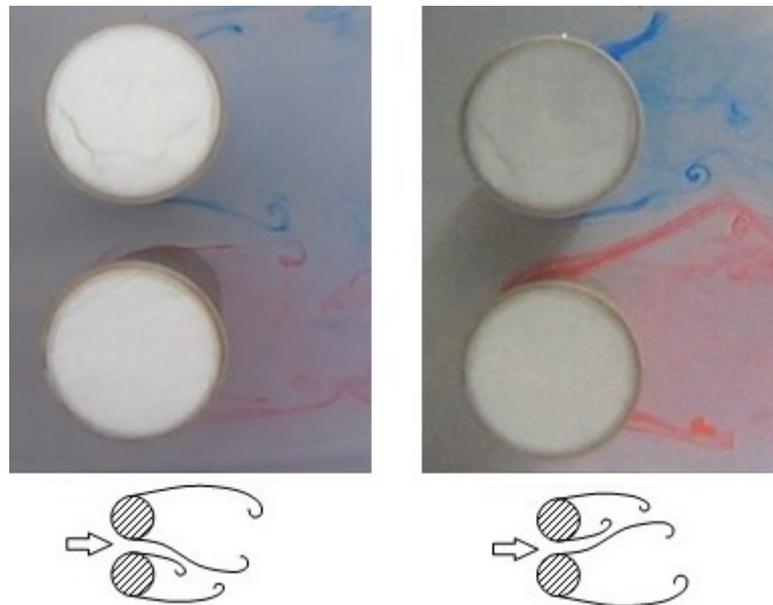


Figura 4.22 – Visualização do escoamento sobre dois cilindros finitos posicionados lado a lado mostrando a formação das esteiras larga e estreita em cilindros com diâmetro de 25 mm,  $h/d = 3$ .

Para avaliar o quanto os escoamentos ascendentes e descendentes, provenientes da base e do topo dos cilindros respectivamente, afetam na ocorrência do fenômeno da biestabilidade, através da visualização do escoamento em canal hidráulico, foi realizada uma análise do ponto onde ocorre o desprendimento de vórtices. Para isso, utilizou-se o software de código aberto *Tracker*®. Desta forma através das imagens adquiridas foi considerado que a

distância zero é o local onde a sonda de fio quente está posicionada na altura do centro ( $h/2$ ) dos cilindros (local geométrico), ou seja, o ponto de medição. Assim, traçando-se uma linha perpendicular ao plano formado pelos eixos dos cilindros, passando pelo ponto de medição, verificou-se a que distância do ponto de medição ocorre o desprendimento dos vórtices, analisando separadamente os vórtices provenientes da base e os vórtices provenientes da extremidade livre, Figura 4.23.

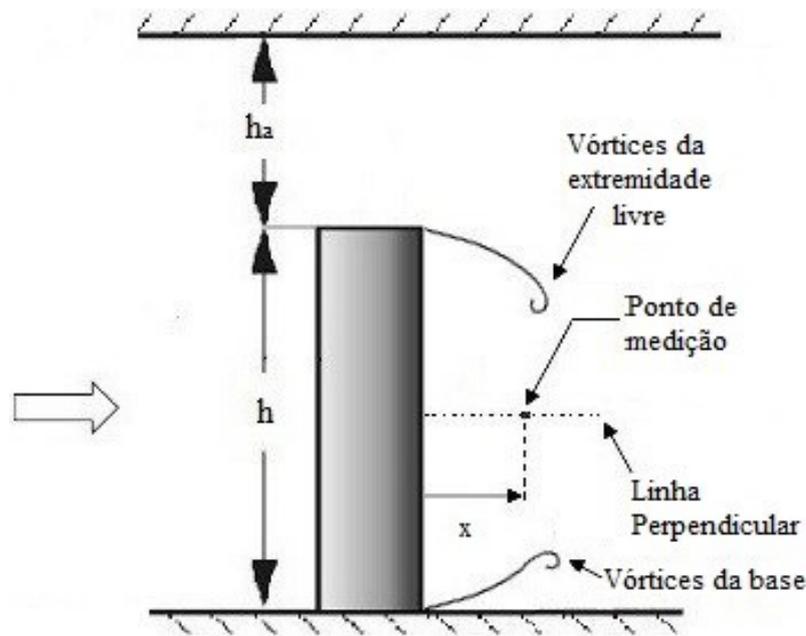


Figura 4.23 – Desenho esquemático do par de cilindros finitos para análise do ponto de desprendimento de vórtices no escoamento principal.

Com este método, ao realizar uma comparação entre os pares de cilindros de diâmetro 25 mm com razões de aspectos diferentes,  $h/d = 3$  e 4 (Figura 4.24), em canal hidráulico, com as agulhas de tinta posicionadas na extremidade livre, é possível identificar que, nos cilindros com  $h/d = 4$ , o escoamento descendente proveniente da extremidade livre, em média, permanece um pouco afastado do ponto de medição (ponto geométrico que corresponde, no canal hidráulico, à localização da sonda de fio quente no canal aerodinâmico), porém atinge algumas vezes este ponto, ocasionando pouca interferência no escoamento biestável. Neste caso o ângulo de descida é maior em relação aos cilindros, pois o desprendimento de vórtices ocorre a jusante do ponto de medição.

Por outro lado, nos cilindros com  $h/d = 3$ , o escoamento descendente atinge diversas vezes o ponto de medição, ocasionando maior interferência no escoamento principal e

dificultando a ocorrência do fenômeno da biestabilidade. Neste caso pode-se afirmar que, quando diminui a razão de aspecto, ocorre um aumento da interferência proveniente da extremidade livre, devido a um menor ângulo de descida, ocasionando perturbação ao escoamento principal e, conseqüentemente, o escoamento biestável.

Assim, para cilindros com diâmetro de 25 mm, quanto menor a razão de aspecto, maiores são as interferências no escoamento biestável.

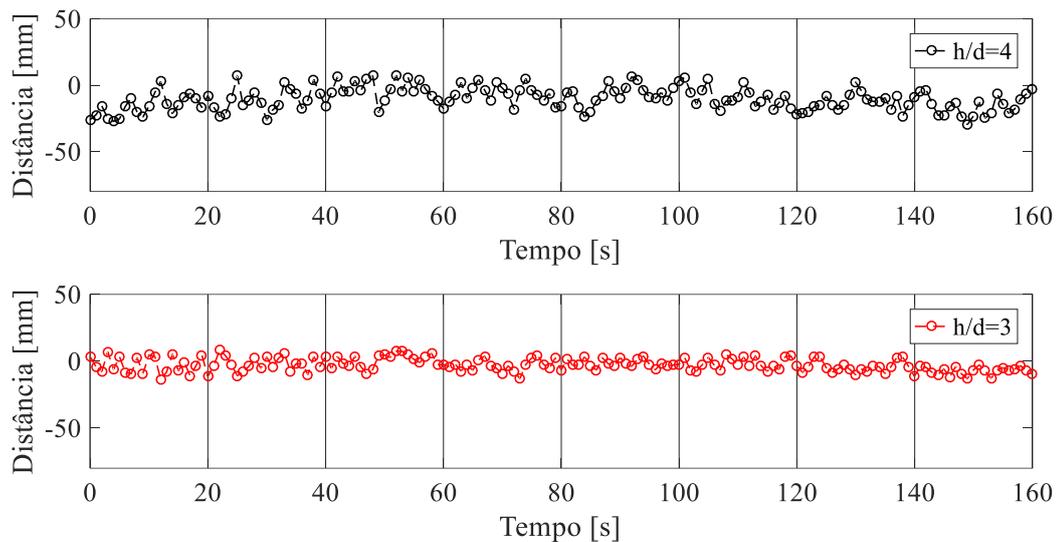


Figura 4.24 – Distância “x” entre o ponto de medição e o desprendimento de vórtices advindos da extremidade livre para cilindros de 25 mm com  $h/d=3$  e 4.

Ao realizar uma comparação entre os cilindros de diâmetro 25 mm com razões de aspectos diferentes,  $h/d=3$  e 4, em canal hidráulico, com as agulhas de tinta posicionadas na base, Figura 4.25, é possível identificar que, nos cilindros com  $h/d=4$ , o escoamento ascendente proveniente da base, em média, permanece um pouco afastado do ponto de medição, porém atinge algumas vezes o ponto de medição, ocasionando perturbações no escoamento biestável.

Em cilindros com  $h/d=3$ , o escoamento ascendente atinge diversas vezes o ponto de medição, ocasionando maior interferência no escoamento principal e dificultando a ocorrência do fenômeno da biestabilidade. Neste caso pode-se afirmar que, quando diminui a razão de aspecto, ocorre um aumento da interferência proveniente da base, ocasionando perturbação ao escoamento principal e ao escoamento biestável. Em um modo geral, para cilindros com

diâmetro de 25 mm, quanto menor a razão de aspecto, maiores são as interferências no escoamento biestável.

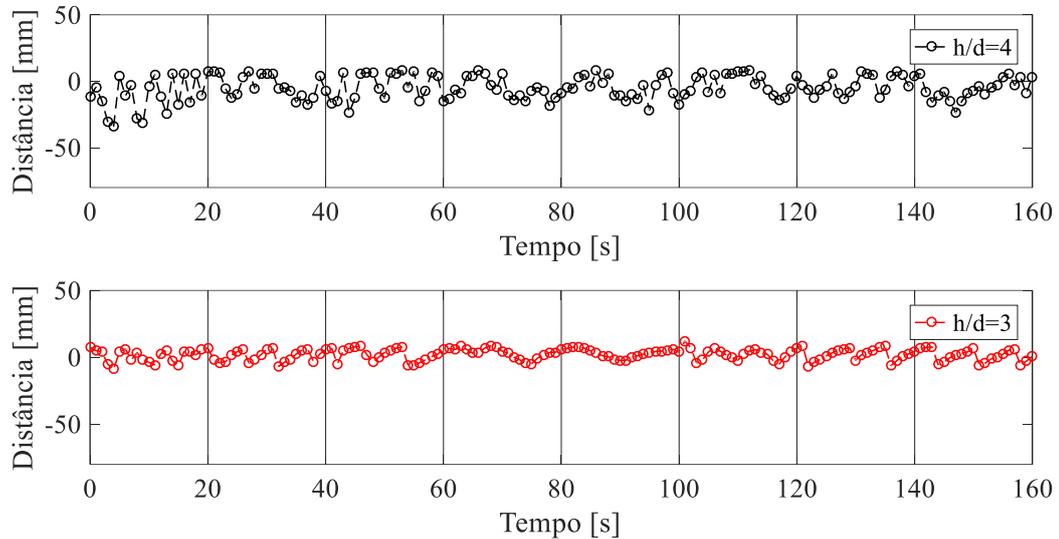


Figura 4.25 – Distância “x” entre o ponto de medição e o desprendimento de vórtices advindos da base para cilindros de 25 mm com  $h/d=3$  e 4.

A segunda etapa do experimento foi realizada com cilindros finitos posicionados lado a lado com diâmetro de 32 mm. Para efeitos de comparação nos modos de troca, optou-se por manter a velocidade de referência em 12 m/s, assim fixando o número de Reynolds em  $2,50 \times 10^4$ . Desta maneira, a Figura 4.26 mostra os sinais de velocidade instantânea obtidos para os cilindros de 32 mm, com  $h/d=4$  e as sondas posicionadas na altura do centro.

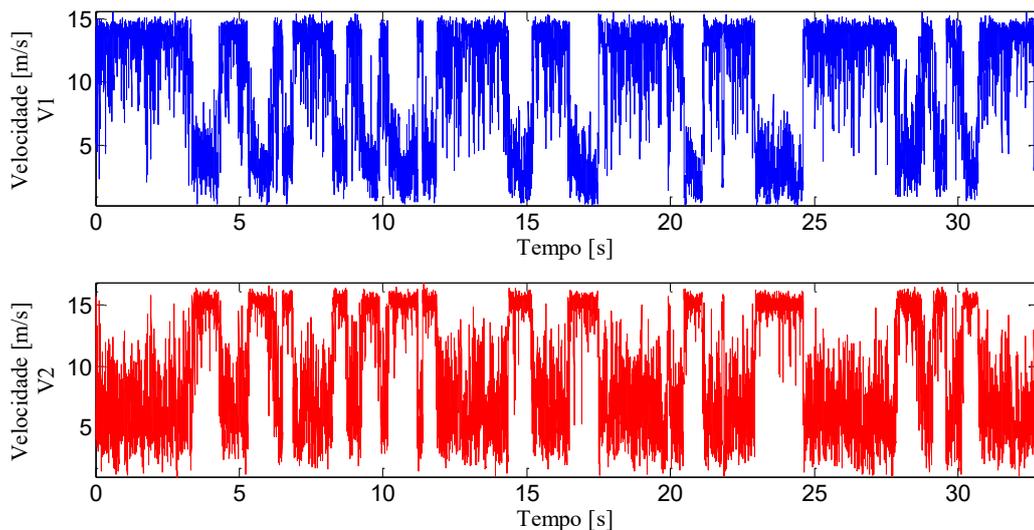


Figura 4.26 – Sinais de velocidades instantâneas capturadas para cilindros de diâmetro 32 mm,  $h/d=4$  com as sondas V1 e V2 posicionadas na altura do centro ( $h/2$ ) dos cilindros.

Assim, observa-se a biestabilidade ao longo da série devido às alterações no padrão de velocidade através das trocas de modo, porém com o aumento no diâmetro dos cilindros, as interferências encontradas são menores em relação aos cilindros de 25 mm e mesma razão de aspecto (Figura 4.12) baseado no número de trocas. Isso ocorre devido ao afastamento do topo do cilindro com o topo do canal que é de 19 mm, ( $h_a/d=0,59$ ), pois uma menor razão de afastamento sugere um aumento na velocidade do escoamento na extremidade livre, descendo a jusante do ponto de medição e reduzindo as perturbações no escoamento principal.

Quando realizada a visualização do escoamento em canal hidráulico, observou-se a ocorrência do fenômeno da biestabilidade nos cilindros de 32 mm com  $h/d = 4$ , pois existe a formação de uma esteira larga atrás de um dos cilindros e uma esteira estreita atrás do outro. Após algum tempo esse padrão é alterado, e o cilindro que apresentava a esteira larga, agora, tem uma esteira estreita e vice-versa. Com  $Re \approx 2,00 \times 10^3$ , e a velocidade média de 0,06 m/s, para que se observasse o fenômeno, foi necessária uma visualização de quase 15 minutos para verificar a primeira troca de modo. Após aproximadamente 2 minutos, ocorreu uma nova troca de modo, permanecendo no padrão anterior até o final da visualização. Considerando o pequeno tempo em que as esteiras permaneceram em um dos modos, e baseado na aquisição de dados em anemometria de fio quente, pode-se concluir que ocorreram interferências do escoamento ascendente e do escoamento descendente diretamente no escoamento principal e afetando conseqüentemente a biestabilidade, Figura 4.27.

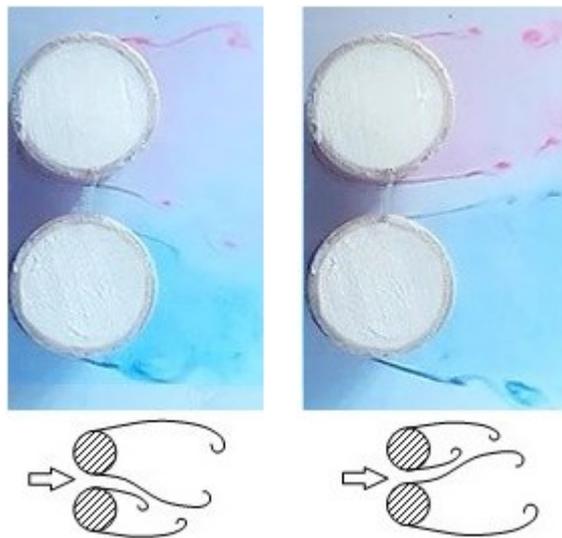


Figura 4.27 – Visualização do escoamento em torno de dois cilindros finitos posicionados lado a lado mostrando a formação das esteiras larga e estreita em cilindros com diâmetro de 32 mm,  $h/d = 4$ .

A Figura 4.28 mostra a reconstrução dos sinais de anemometria através de transformada discreta de ondaletas Db20 nível 9 com frequência até 0,976 Hz. A partir desta figura são constatadas pelo menos 18 trocas, caracterizando o fenômeno biestável. Com  $h/d=4$ , ou seja, com a altura dos cilindros em 128 mm, próxima ao topo do canal aerodinâmico, o escoamento descendente se torna mais forte e pouco interfere no escoamento biestável, pois o mesmo pode descer em uma angulação maior e passar além do ponto de medição onde a sonda foi posicionada, ou seja, a jusante de  $x=10$  mm, distância entre o ponto de medição e o cilindro, conforme Figura 3.3.

No espectrograma da Figura 4.29, com a energia em escala arbitrária, nos primeiros 5 segundos são visíveis as regiões do escoamento que concentram mais energia através de três picos que indicam uma tentativa de troca de modo, além de regiões que concentram menos energia entre estes três picos, que acabam por anular esta tentativa de troca. Quanto mais próximos são os picos, mais energia é acumulada da interação dos escoamentos e existe a possibilidade da troca de modo, como ocorre no decorrer do tempo.

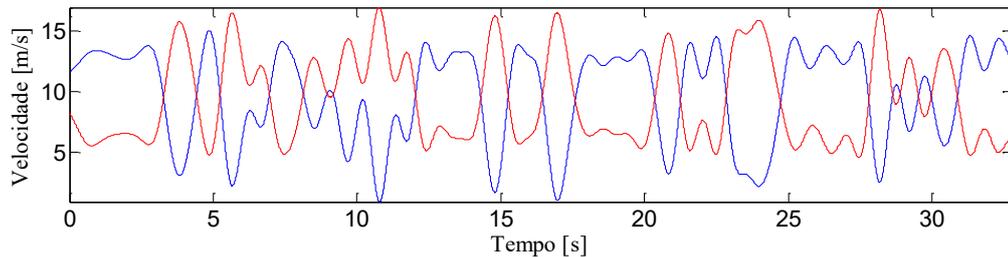


Figura 4.28 – Reconstrução dos sinais de velocidades instantâneas para cilindros de diâmetro 32 mm com  $h/d = 4$  com as sondas posicionadas no centro ( $h/2$ ) do cilindro, através de transformada discreta de ondaletas.

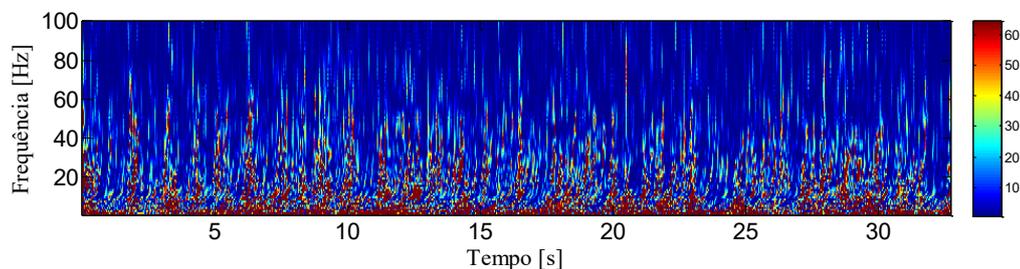


Figura 4.29 – Espectrograma dos sinais de velocidades instantâneas (energia em escala arbitrária) para cilindros de diâmetro 32 mm com  $h/d = 4$  com a sonda posicionada no centro ( $h/2$ ), através de transformada contínua de ondaletas.

Da mesma forma que no experimento anterior, para a razão de aspecto igual a 3, foi mantida a velocidade de referência em 12 m/s, fixando o número de Reynolds em  $2,50 \times 10^4$ . Assim, a Figura 4.30 mostra os sinais de velocidade instantânea obtidos para os cilindros com diâmetro de 32 mm, com  $h/d = 3$  e as sondas posicionadas na altura do centro ( $h/2$ ).

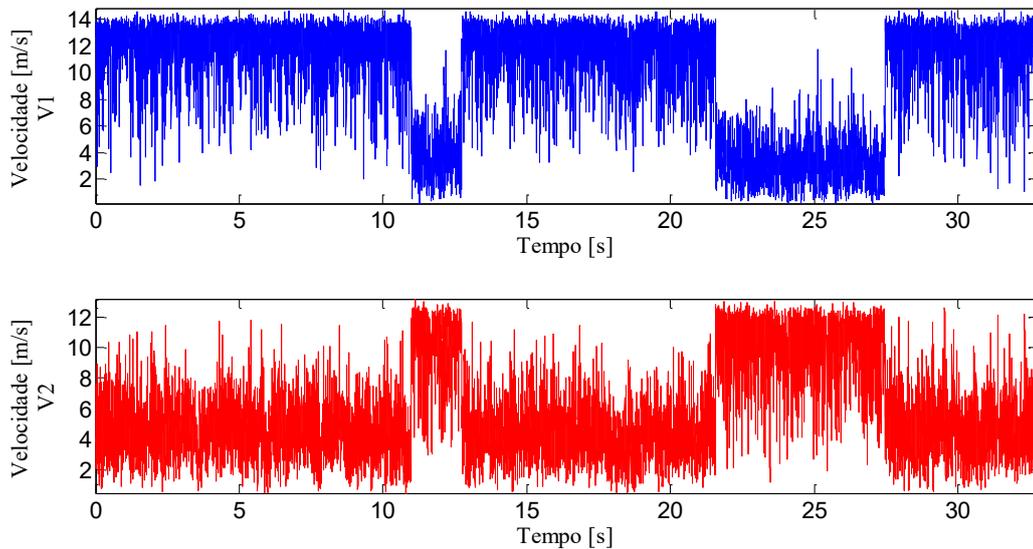


Figura 4.30 – Sinais de velocidades instantâneas capturadas para cilindros de 32 mm,  $h/d = 3$  com a sonda posicionada na altura do centro ( $h/2$ ).

Neste caso, observa-se a existência do fenômeno da biestabilidade ao longo da série, mas, ao reduzir-se a razão de aspecto e, conseqüentemente, a altura dos cilindros, ocorreu a redução das trocas de modo, diferente dos resultados obtidos com cilindros de diâmetro 25 mm. Com  $h/d = 1,59$  e afastamento de 51 mm, além da redução nas trocas, não se denota nos sinais de velocidade perturbação dos escoamentos ascendente e descendente, pois as trocas são menos frequentes portanto, quando ocorrem permanecem um maior tempo naquele modo. Adaramola et al., 2006, estudaram cilindros finitos de 32 mm com  $h/d = 3$  e relataram a possível ausência das estruturas de vórtices na base, bem como do escoamento ascendente advindo da base. Este pode ser um dos motivos para trocas de modo menos frequentes, pois o escoamento sem estas perturbações tende a se tornar biestável devido à razão de espaçamento.

Ao visualizar o escoamento no canal hidráulico, para dois cilindros finitos de 32 mm dispostos lado a lado, com  $h/d = 3$  e agulhas com tinta posicionadas na altura do centro ( $h/2$ ) dos cilindros, observa-se que existe a ocorrência do fenômeno da biestabilidade (Figura 4.31). Tanto na visualização do escoamento quanto na análise por anemometria de fio quente, nota-

se que não há interferência direta do escoamento descendente proveniente da extremidade livre e do escoamento ascendente proveniente da base, pois as esteiras permanecem um maior período de tempo em cada modo.

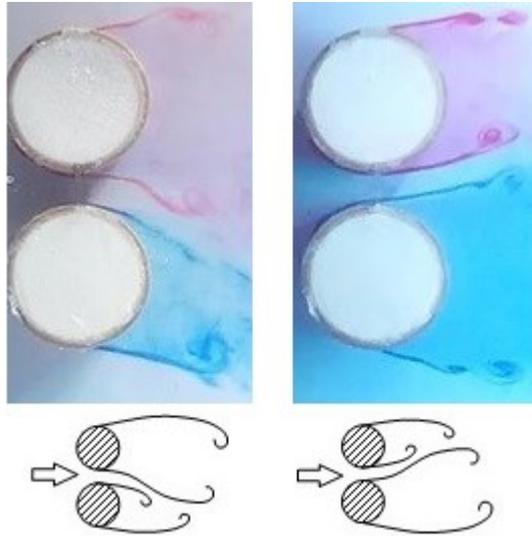


Figura 4.31 – Visualização do escoamento em torno de dois cilindros finitos posicionados lado a lado mostrando a formação das esteiras larga e estreita em cilindros com diâmetro de 32 mm,  $h/d = 3$ .

Na Figura 4.32 através da reconstrução dos sinais pela transformada discreta de ondaletas Db20 nível 9 com frequência até 0,976 Hz, foram observadas 4 trocas, sugerindo menor número de interferências em relação as observadas nos cilindros de 32 mm e  $h/d = 4$ .

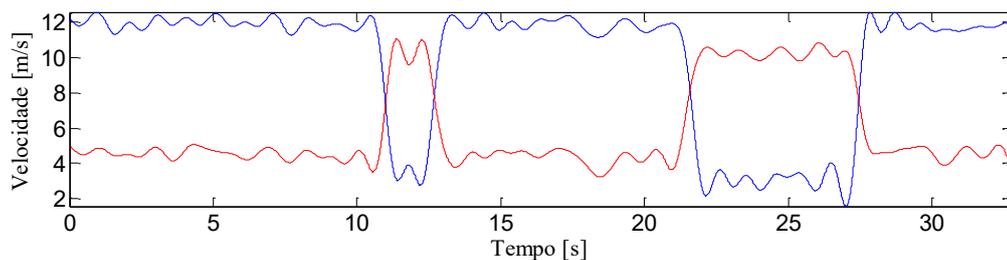


Figura 4.32 – Reconstrução dos sinais de velocidades instantâneas para cilindros de 32 mm com  $h/d = 3$  com as sondas posicionadas na altura do centro ( $h/2$ ), através de transformada discreta de ondaletas.

No espectrograma da Figura 4.33, com a energia em escala arbitrária, foi identificado o fenômeno da biestabilidade devido aos pontos de concentração de energia que coincidem

com as trocas de modo, entretanto há menor concentração de energia do que no experimento anterior e isso se deve às poucas perturbações sobre o escoamento principal, pois há menor ou nenhuma incidência do escoamento descendente proveniente do topo dos cilindros ou mesmo do escoamento ascendente proveniente da base.

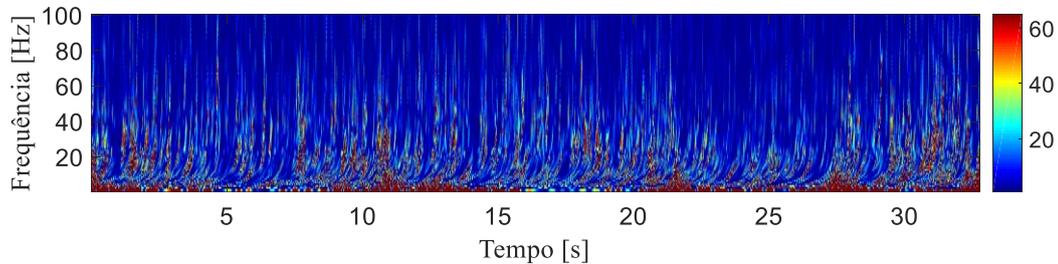


Figura 4.33 – Espectrograma dos sinais de velocidades instantâneas (energia em escala arbitrária) para o cilindro de 32 mm com  $h/d=3$  com a sonda posicionada na altura do centro, através de transformada contínua de ondaletas.

Ao realizar uma comparação entre os cilindros de diâmetro 32 mm e razões de aspecto 3 e 4, Figura 4.34, em canal hidráulico, com as agulhas de tinta posicionadas na altura da base, é possível identificar que, nos cilindros com  $h/d = 4$ , o escoamento ascendente proveniente da base atinge diversas vezes o ponto de medição, ocasionando maior interferência no escoamento biestável. Isso ocorre porque a direção de subida do escoamento ascendente forma um ângulo menor com o eixo dos cilindros. Desta forma, o escoamento da base sobe com maior velocidade até a altura do centro dos cilindros ( $h/2$ ), onde foi realizada a medição por anemometria de fio quente e a esteira de vórtices deste escoamento atinge várias vezes o ponto geométrico, na água, que corresponde ao ponto de medição no canal aerodinâmico, ou seja, em  $x=10$  mm, influenciando no escoamento biestável.

Por outro lado, nos cilindros de  $h/d = 3$ , o escoamento ascendente, em média, permanece mais afastado do ponto de medição, não influenciando diretamente no escoamento biestável. Neste caso, o escoamento ascendente tem um ângulo de subida maior em relação aos cilindros e portanto, o desprendimento de vórtices acontece a jusante do ponto de medição  $x=10$  mm. Assim, não é percebida a influência deste escoamento através da anemometria de fio quente. Para tanto, pode-se afirmar que a interferência dos vórtices provenientes da base na ocorrência do fenômeno biestável é maior com o aumento da razão de aspecto. Na Figura 4.35a, que representa um cilindro finito de  $h/d=4$ , pode-se observar através da seta, a direção do escoamento ascendente, que tende a recircular em torno do ponto de medição, diferente do

que ocorre na Figura 4.35b, que representa um cilindro finito de  $h/d=3$ , e a direção do escoamento ascendente, que tende a recircular a jusante do ponto de medição.

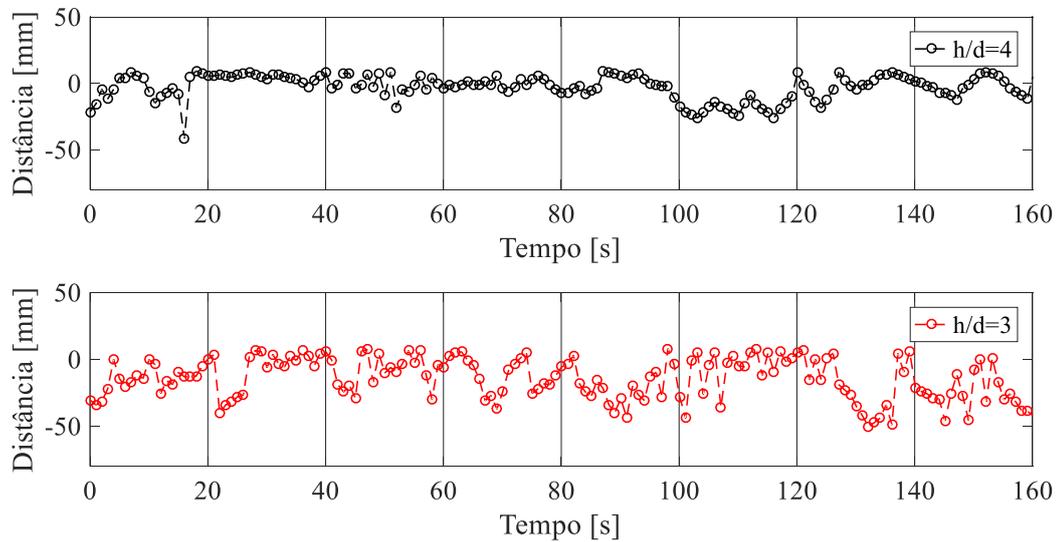


Figura 4.34 – Distância entre o ponto de medição por sonda de fio quente e o desprendimento de vórtices advindos da base para cilindros de 32 mm com  $h/d=3$  e 4.

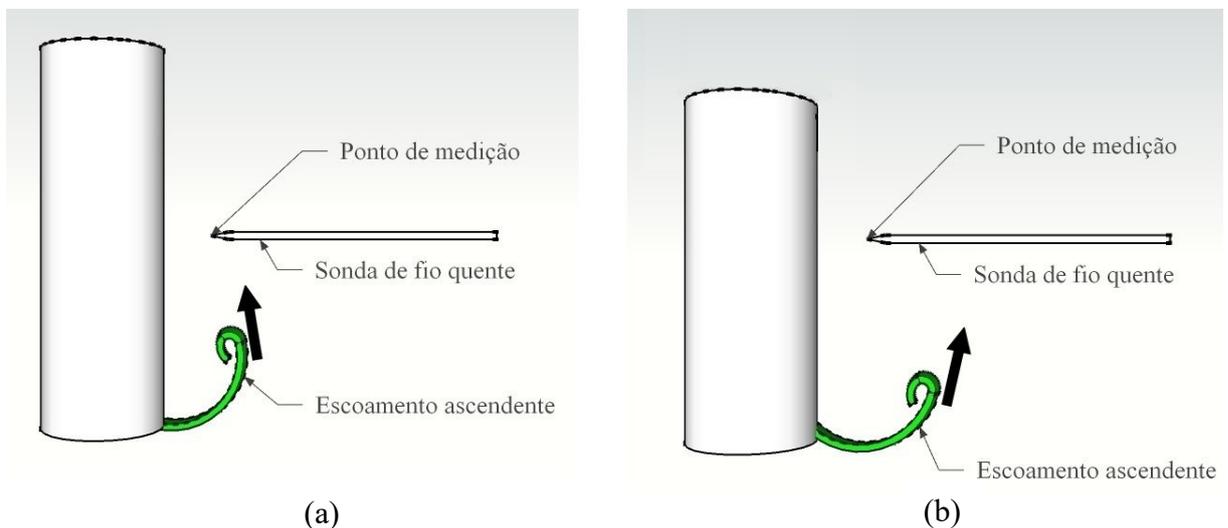


Figura 4.35 – Ilustração da direção do escoamento ascendente em cilindros finitos de 32 mm de diâmetro com: (a)  $h/d=4$  e (b)  $h/d=3$ .

Da mesma forma, realizando uma comparação entre os cilindros finitos dispostos lado a lado com diâmetro 32 mm e  $h/d=3$  e 4, em canal hidráulico, com as agulhas de tinta

posicionadas na extremidade livre, Figura 4.36, identifica-se que, nos cilindros com  $h/d = 4$ , o escoamento descendente proveniente da extremidade livre atinge algumas vezes o ponto de medição, ocasionando interferências no escoamento principal e na biestabilidade, porém em média permanece mais afastado deste ponto. Para esta razão de aspecto, o escoamento descendente possui um ângulo de descida menor em relação aos cilindros.

Desta forma, o escoamento da extremidade livre desce com maior velocidade até a altura do centro dos cilindros ( $h/2$ ), onde foi realizada a medição por anemometria de fio quente. Por outro lado, nos cilindros com  $h/d = 3$ , o escoamento descendente, em média, permanece mais afastado do ponto de medição, não influenciando diretamente na ocorrência do fenômeno biestável. Isso significa que o escoamento descendente tem um ângulo de descida maior em relação aos cilindros, portanto o desprendimento de vórtices interfere a jusante do ponto de medição  $x=10$  mm.

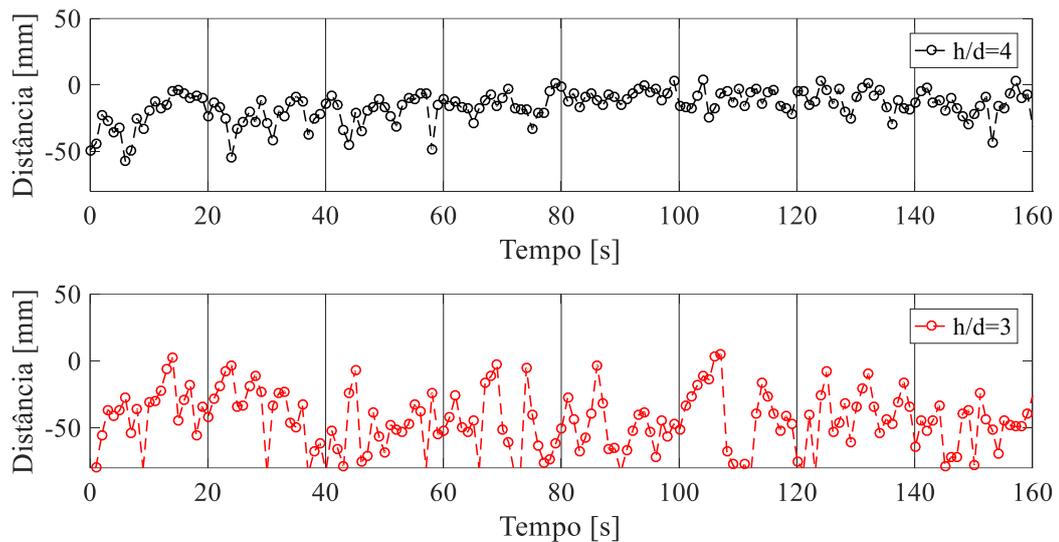


Figura 4.36 – Distância entre o ponto de medição por sonda de fio quente e o desprendimento de vórtices advindos da extremidade livre para cilindros de 32 mm com  $h/d = 3$  e 4.

Assim, explica-se o motivo da sonda de fio quente captar sinais do fenômeno da biestabilidade sem denotar as interferências dos escoamentos ascendente e descendente nos cilindros finitos com  $h/d = 3$ . Desta maneira, pode-se afirmar que a interferência da extremidade livre na ocorrência do fenômeno biestável é maior com o aumento da razão de aspecto. Por fim, é possível concluir que, para cilindros finitos de 32 mm, quanto maior a

razão de aspecto, maiores são as interferências de outros escoamentos, porém em síntese, o escoamento ascendente proveniente da base produz maior interferência do que o escoamento descendente proveniente da extremidade livre.

Na Figura 4.37a, que representa um cilindro finito de  $h/d=4$ , pode-se observar através da seta, a direção do escoamento descendente, que tende a recircular próximo do ponto de medição, ao contrário do que ocorre para  $h/d=3$  (Figura 4.37b), onde o escoamento descendente tende a recircular a jusante do ponto de medição.

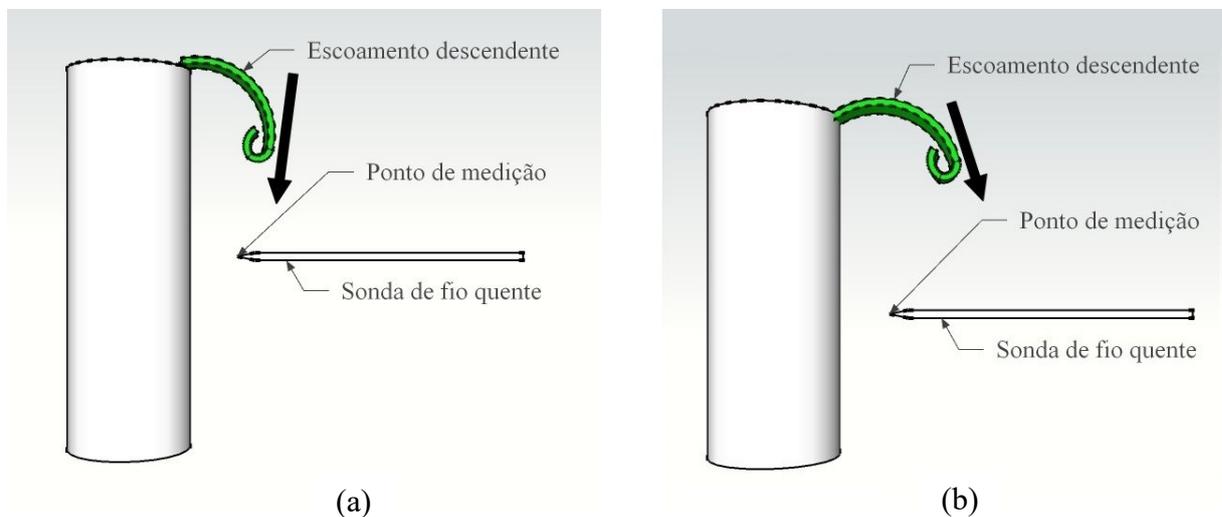


Figura 4.37 – Ilustração da direção do escoamento descendente em cilindros finitos de 32 mm de diâmetro com: a)  $h/d=4$  e b)  $h/d=3$ .

Como existem divergências entre os resultados para os dois diâmetros dos cilindros, podemos entender que somente a razão de aspecto não é um parâmetro para definição das perturbações no escoamento em torno dos cilindros finitos. Além disso, a razão de afastamento também não demonstra relevância para tais resultados e a mais provável causa das perturbações, após análise das visualizações, se relaciona com a velocidade média dos escoamentos ascendentes e descendentes.

Em cilindros com menores diâmetros, o desprendimento de vórtices ocorre em uma frequência mais alta, adicionados à velocidade média dos escoamentos nas extremidades, geram maiores interferências do que em cilindros de maiores diâmetros, que possuem o

desprendimento de vórtices em uma frequência mais baixa, afetando com menor intensidade o escoamento biestável.

A Figura 4.38 mostra espectrogramas 3D da velocidade  $V1$  de cada um dos experimentos anteriores, gerados através de transformada contínua de ondaletas, com intervalos de frequência de 2 Hz, na faixa entre 10 e 100 Hz. A energia dos sinais é apresentada em escala de cores, e as informações referentes aos domínios do tempo e da frequência são exibidas no plano. A escala de cores é representada através do azul, para baixas energias, passando pelo amarelo e chegando no vermelho para altas energias.

Nestes espectrogramas é possível observar que a Figura 4.38a, referente ao sinal  $V1$  do cilindro finito de 25 mm com  $h/d = 4$ , apresenta valores mais baixos de energia nos instantes iniciais e finais, que estão associados aos menores valores de velocidade nesta faixa de tempo. Entre 10 e 20 segundos ocorrem picos de energia relacionados às trocas de modo e perturbações do escoamento ascendente e descendente sendo distribuída entre as frequências de 10 a 100 Hz, no patamar de maiores valores de velocidade.

Na Figura 4.38b, referente ao sinal  $V1$  do cilindro finito de 25 mm com  $h/d = 3$ , os valores mais altos de energia estão nos instantes iniciais, intermediários e finais, indicando que há energia dos escoamentos da base e da extremidade livre envolvida no escoamento biestável, devido a recirculação presente em determinados períodos de tempo. No restante do tempo a energia permanece contínua sendo distribuída ao longo das frequências maiores.

Na Figura 4.38c, sinal  $V1$  do cilindro finito de 32 mm com  $h/d = 4$ , há valores mais altos de energia em diversos pontos, associados às maiores velocidades nesta faixa de tempo juntamente com influências do escoamento ascendente e do escoamento descendente, porém a energia não se estende muito além de 60 Hz, muito provavelmente devido ao aumento no bloqueio.

Na Figura 4.38d, o sinal  $V1$  do cilindro finito de 32 mm com  $h/d = 3$  mostra um pico de energia nos primeiros instantes de tempo devido a perturbação inicial, seja da extremidade livre ou mesmo da base, porém durante todo o período a energia tem maior distribuição e não se estende muito mais do que 60 Hz por possuir pouca ou nenhuma influência do escoamento ascendente e do escoamento descendente, no escoamento biestável.

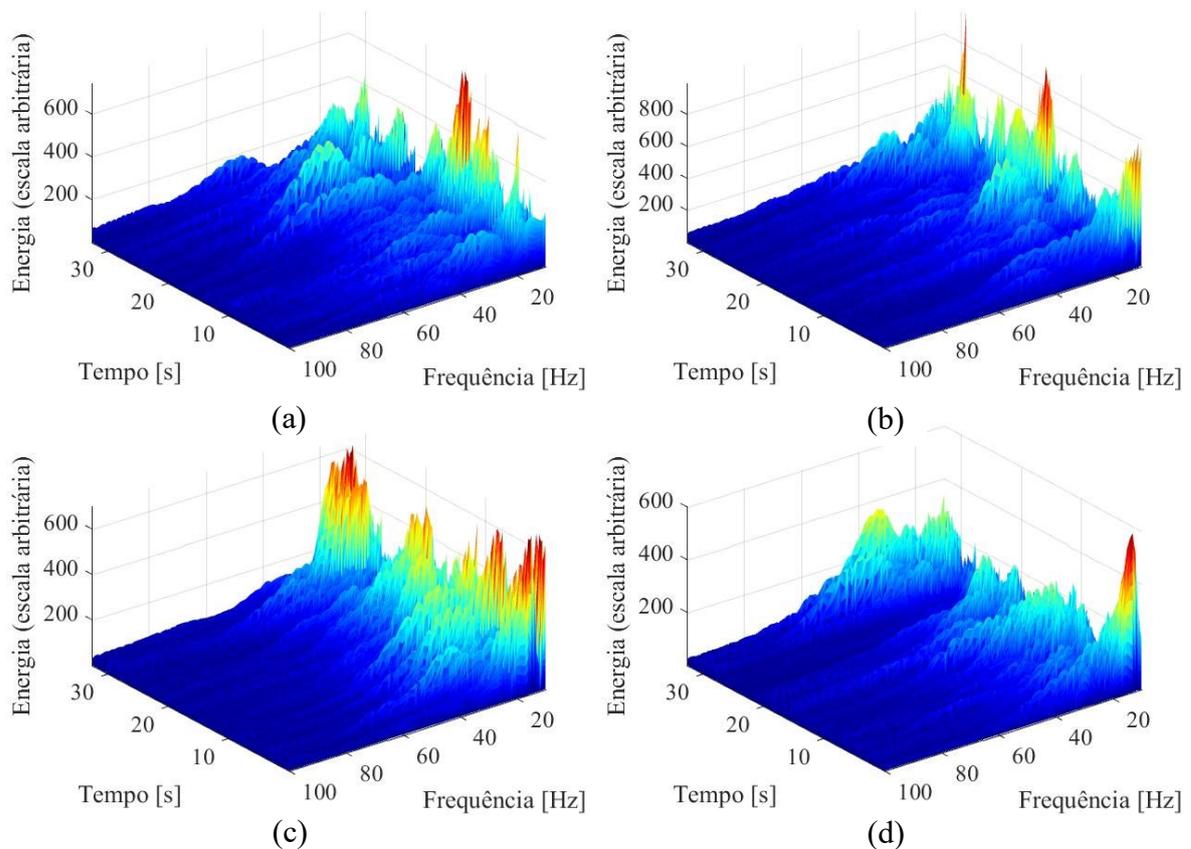


Figura 4.38 – Espectrograma 3D dos sinais de velocidades instantâneas da sonda 1 para os cilindros de: (a) 25 mm com  $h/d=4$ , (b) 25 mm com  $h/d=3$ , (c) 32 mm com  $h/d=4$ , (d) 32 mm com  $h/d=3$  com a sonda posicionada na altura do centro ( $h/2$ ), através de transformada contínua de ondaletas.

Em relação à visualização do escoamento, através da análise das imagens, nota-se que ocorre o fenômeno da biestabilidade na extremidade livre em todas as configurações analisadas. Para demonstração, foram utilizados cilindros finitos de 32 mm com  $h/d=4$  e, devido à ocorrência do fenômeno da biestabilidade, é possível visualizar que, quando há uma esteira estreita em um dos cilindros, por possuir maior velocidade, essa esteira provoca um escoamento descendente com maior velocidade do que na outra esteira. Na Figura 4.39a, nota-se que, na vista superior, a esteira estreita está demonstrada com tinta azul, sendo que ao olhar na vista lateral, o escoamento descendente com maior velocidade e menor ângulo corresponde à tinta azul. Na Figura 4.39b, na vista superior, como a esteira estreita está demonstrada com tinta vermelha, visualiza-se que o escoamento descendente com maior velocidade e menor ângulo corresponde à tinta vermelha através da vista lateral.

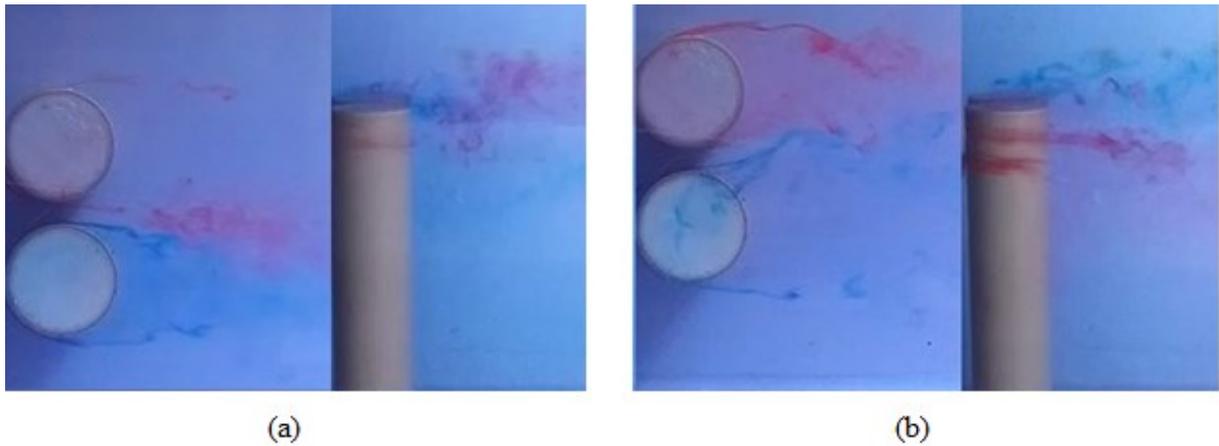


Figura 4.39 – Visualização do escoamento na extremidade livre para cilindros finitos dispostos lado a lado com diâmetro de 32 mm e  $h/d=4$ : a) modo 1 e b) modo 2.

Analisando as imagens da outra extremidade do cilindro, nota-se que também ocorre o fenômeno da biestabilidade na base em todas as configurações analisadas, porém para visualizar o fenômeno é necessário um longo tempo. Na Figura 4.40, utilizando cilindros finitos de 32 mm com  $h/d=4$  foi possível registrar o fenômeno apesar da água já estar saturada, o que dificulta a visualização da base devido à profundidade do canal hidráulico. Em vídeos com 30 minutos, foi possível visualizar apenas uma troca de modo em um cilindro de 32 mm com  $h/d=4$ . Para outras configurações foi necessário um tempo maior, que muitas vezes levou a total saturação da água. Pode-se concluir que o fenômeno ocorre no escoamento da base, porém é algo bem particular e não é possível prever quando irá acontecer.

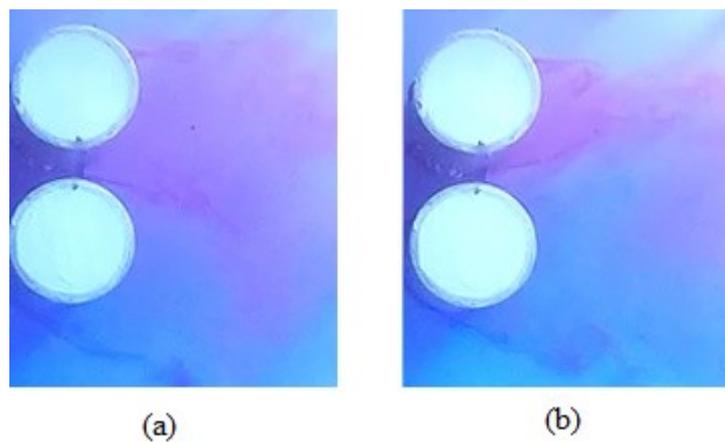


Figura 4.40 – Visualização do escoamento na base para cilindros finitos dispostos lado a lado com diâmetro de 32 mm e  $h/d=4$ : a) modo 1 e b) modo 2.

Na maior parte do tempo ocorre a formação de uma esteira larga e uma esteira estreita que permanece por um longo período sem alternância, o que caracteriza um escoamento assimétrico.

Na Figura 4.41, é representada a estrutura dos vórtices em cilindros finitos dispostos lado a lado. Através das visualizações, pode-se concluir que, embora a extensão do vórtice ferradura não seja grande como a do escoamento ascendente, o vórtice ferradura possui maior energia e estabilidade do que o escoamento ascendente. Assim como na extremidade livre, a pressão é mais baixa de um lado do que no outro e tende a ficar numa configuração biestável. Na biestabilidade de topo, quando a velocidade da esteira estreita diminui, ocorre a troca de modo e se forma uma esteira larga. Além disso, a esteira estreita, devido à maior velocidade desce em direção ao escoamento principal. Quando ocorre a troca de modo, Figura 4.42, a esteira estreita passa a ser do outro cilindro e este acaba por ter o escoamento descendente com maior velocidade. O resultado é que esse escoamento de topo também é biestável em face da biestabilidade do escoamento principal, pois existe a influência de um escoamento em outro. Estas trocas sequenciais são causadas por perturbações, pois só vão ocorrer trocas sequenciais quando houver perturbação, seja de topo, base ou mesmo das recirculações na extremidade livre, gerando um problema de estabilidade.

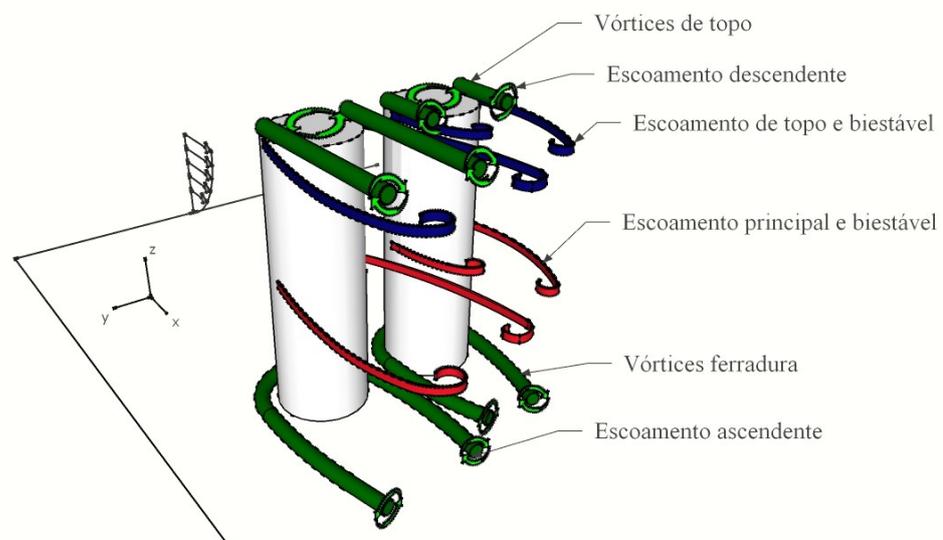


Figura 4.41 – Estrutura do escoamento em cilindros finitos dispostos lado a lado com o escoamento principal no modo 1.

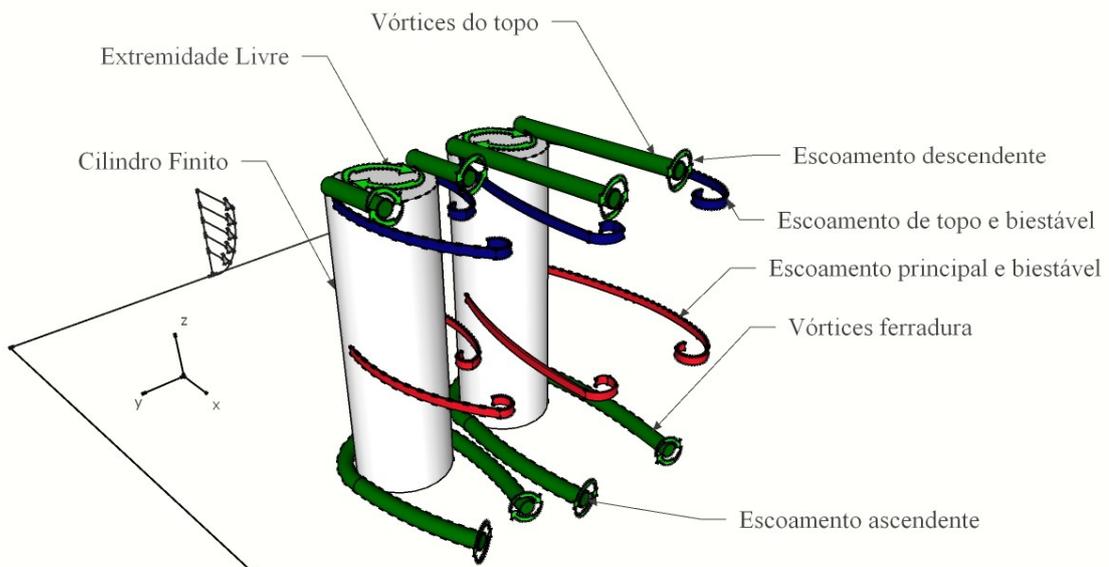


Figura 4.42 – Estrutura do escoamento em cilindros finitos dispostos lado a lado com o escoamento principal no modo 2.

A visualização também foi realizada no canal aerodinâmico com a adição de gelo seco ao escoamento, porém não foi possível seguir com os experimentos devido à necessidade de uma câmera de alta velocidade para captar as trocas de modo, e pelo fato do canal aerodinâmico possuir equipamentos de anemometria sensíveis à umidade e sujidades. Na Figura 4.43 é demonstrado o resultado da visualização do escoamento principal para dois cilindros finitos dispostos lado a lado com diâmetro de 32 mm,  $h/d = 4$  e com razão de espaçamento  $p/d = 1,26$ , no plano superior de visualização com  $Re = 2,50 \times 10^4$ .

Com a metodologia utilizada nas visualizações, através da análise das filmagens, não é possível contar cada troca entre os modos do escoamento devido à velocidade do escoamento e à velocidade de gravação dos vídeos, além das diversas interferências advindas da base e da extremidade livre. Porém, é possível observar, na Figura 4.43a, a formação de uma esteira estreita atrás do cilindro superior e uma esteira larga atrás do outro cilindro. Passados alguns instantes de tempo, o escoamento inicia o processo de troca de modo, Figura 4.43b, onde a esteira nos dois cilindros aparenta ser igual, até alterar o padrão anterior e ocorrer a troca de modo, ou seja, o cilindro que apresentava a esteira larga, agora, tem uma esteira estreita, Figura 4.43c, e vice-versa. Para esta razão de espaçamento, durante todo o tempo de duração do filme, que é de 2 minutos, são observadas várias trocas entre os modos do escoamento.

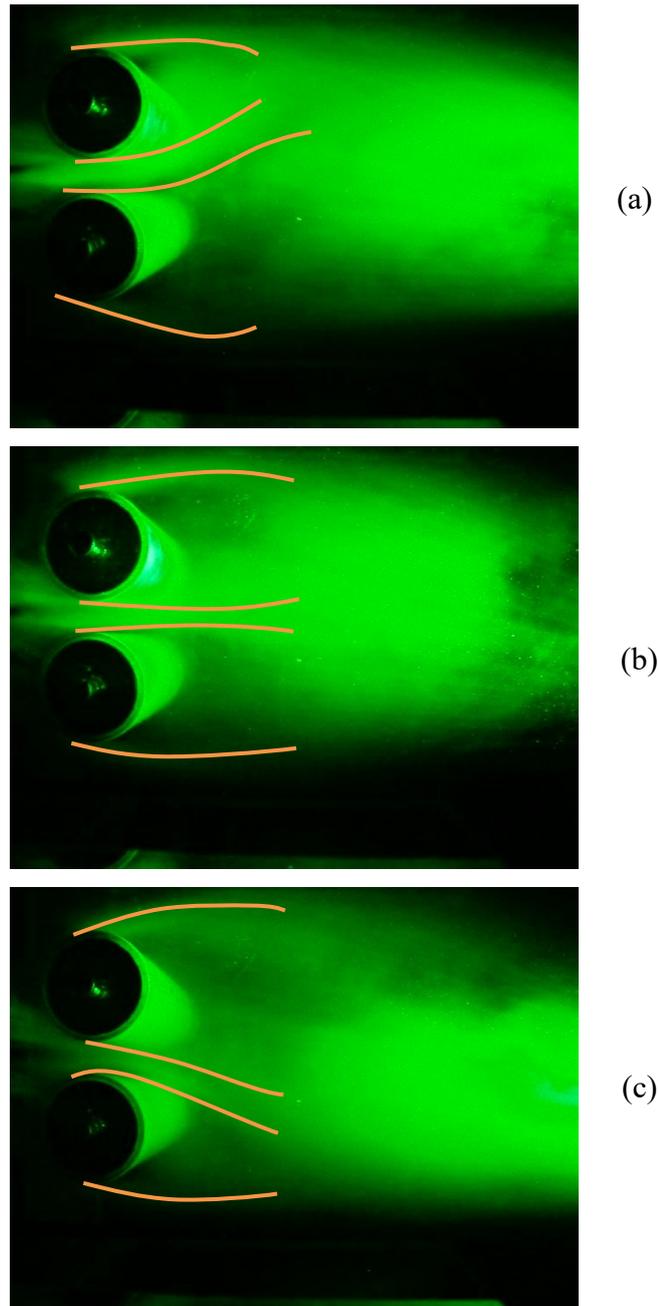


Figura 4.43 – Visualização de escoamento para dois cilindros finitos dispostos lado a lado com  $h/d = 4$  e razão  $p/d = 1,26$ : (a) Modo 1 (b) Troca de modo (c) Modo 2. Plano superior de visualização.  $Re = 2,50 \times 10^4$ .

Na sequência, foram utilizados os mesmos parâmetros dos experimentos anteriores, ou seja, com os sinais de velocidade instantânea obtidos para os cilindros finitos com diâmetro de 25 mm,  $Re = 2,00 \times 10^4$  e para cilindros finitos de 32 mm,  $Re = 2,50 \times 10^4$ , ambos com a velocidade de referência de 12 m/s, mas com a sonda posicionada na base. Analisando os sinais de velocidade nota-se uma semelhança entre os escoamentos sobre os cilindros em

relação à razão de aspecto, pois, quanto menor é a razão de aspecto, maior é a recirculação do escoamento na base gerando maior interferência. Na Figura 4.44a e na Figura 4.45a, ambas com  $h/d = 4$ , são visíveis algumas trocas de modo, porém com influências diretas da recirculação oriunda do escoamento na base. Na Figura 4.44b e na Figura 4.45b, ambas com  $h/d = 3$ , pode-se dizer que não há ocorrência do fenômeno biestável, pois com maior recirculação na base, o escoamento tende a impor uma instabilidade entre os cilindros finitos.

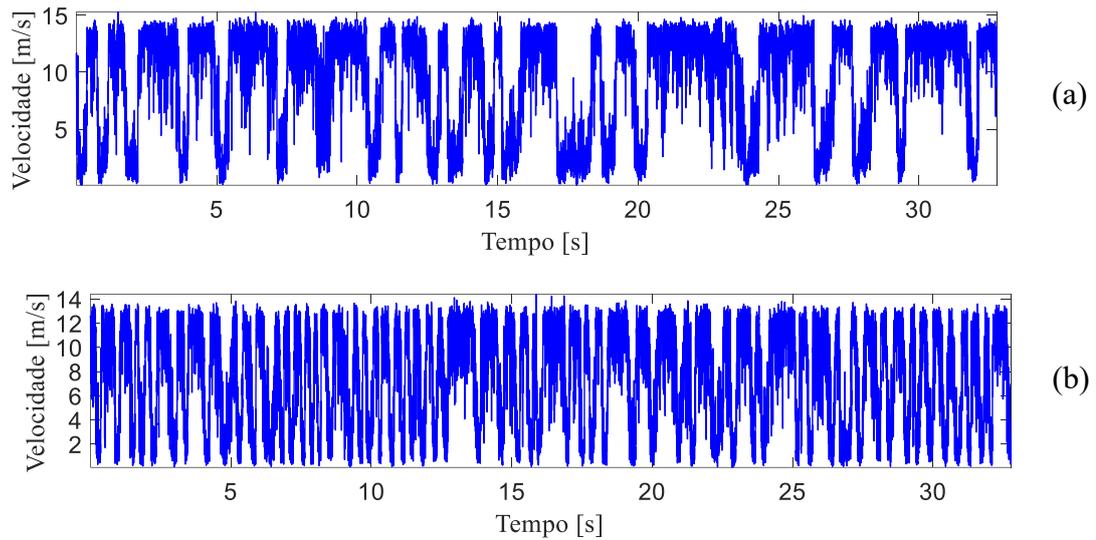


Figura 4.44 – Sinais de velocidades instantâneas capturadas para os cilindros de 25 mm com: (a)  $h/d = 4$  e (b)  $h/d = 3$  com a sonda 1 posicionada na base.

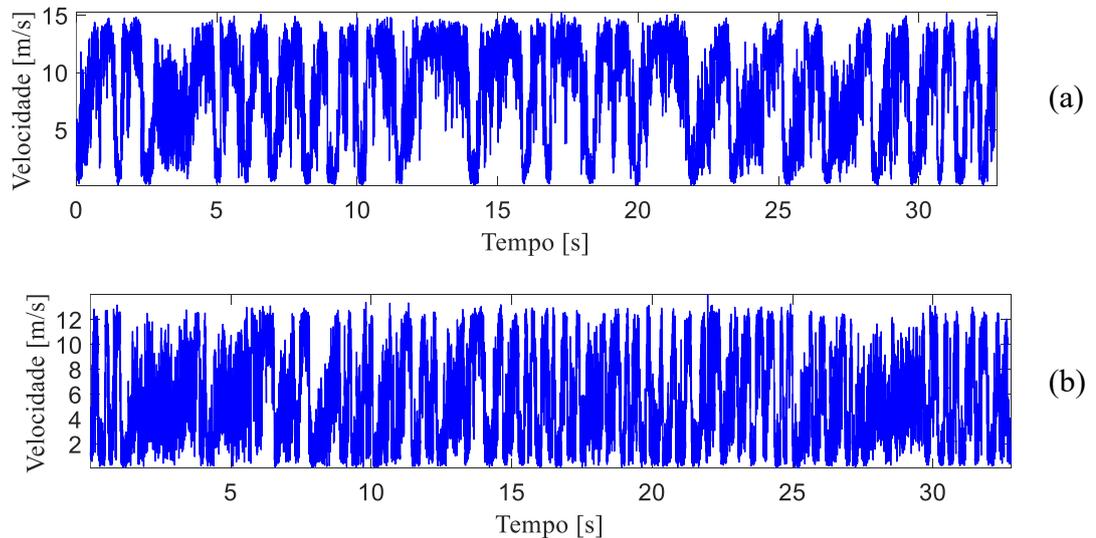


Figura 4.45 – Sinais de velocidades instantâneas capturadas para os cilindros de 32 mm com: (a)  $h/d = 4$  e (b)  $h/d = 3$  com a sonda 1 posicionada na base.

Fazendo a mesma análise, porém com a sonda posicionada no topo do cilindro, foi observada a ocorrência do fenômeno da biestabilidade na Figura 4.46a. Nesta posição, o sinal

demonstra que o escoamento na extremidade livre segue uma tendência de recirculação acompanhando o escoamento biestável. Na Figura 4.46b não está explícita a ocorrência da biestabilidade, apenas do escoamento na extremidade livre, devido à recirculação sobrepondo possíveis trocas de modo. Na Figura 4.47a, o sinal demonstra algo como um *flip-flop*, porém pode-se afirmar que existe biestabilidade, conforme demonstrado através das visualizações do escoamento. Na Figura 4.47b, sem maiores interferências, há biestabilidade.

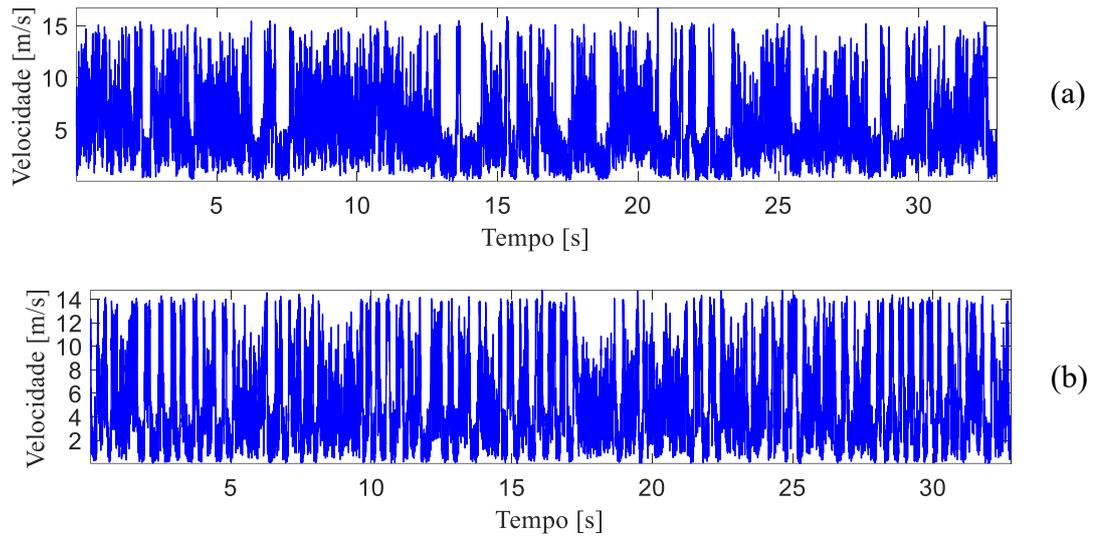


Figura 4.46 – Sinais de velocidades instantâneas capturadas para os cilindros de 25 mm com: (a)  $h/d = 4$  e (b)  $h/d = 3$  com a sonda posicionada no topo do cilindro.

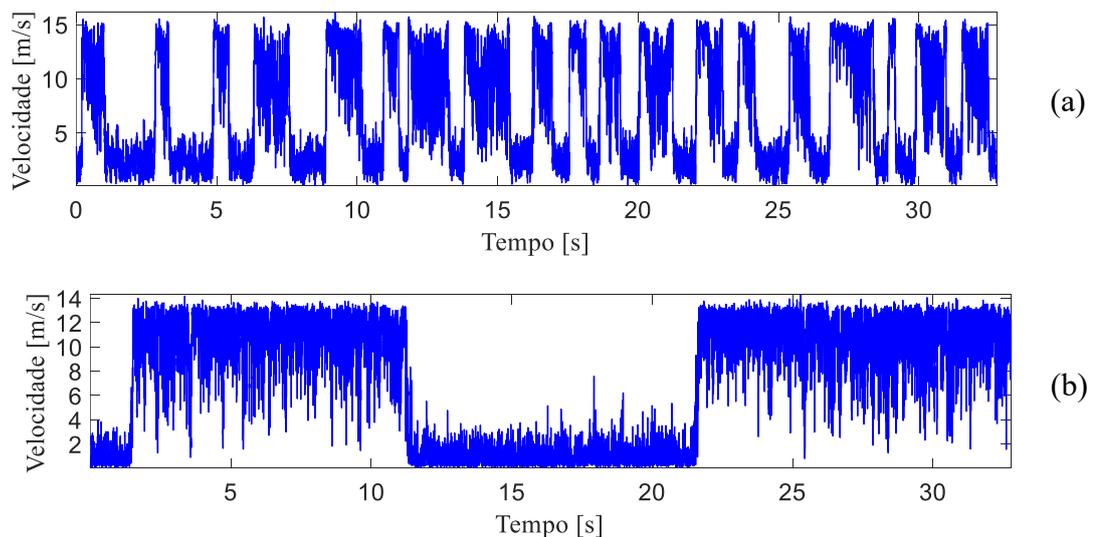


Figura 4.47 – Sinais de velocidades instantâneas capturadas para os cilindros de 32 mm com: (a)  $h/d = 4$  e (b)  $h/d = 3$  com a sonda posicionada no topo do cilindro.

Inicialmente imaginava-se que o escoamento da extremidade livre descia rapidamente em direção à base sem perturbar o escoamento principal, pois conforme Adaramola et al., 2006, pode ocorrer uma possível ausência das estruturas de vórtices na base, favorecendo assim o escoamento descendente. Porém, através das visualizações, percebe-se que a perturbação ocorre devido ao ângulo de descida do escoamento descendente e sua velocidade.

#### 4.2.2 Influência do número de Reynolds no escoamento sobre dois cilindros finitos

A Figura 4.48 mostra os sinais de velocidade instantânea da sonda 1 em conjunto com a reconstrução dos sinais obtidos através de transformada discreta de ondaletas Db20 nível 9 com a frequência até 0,976 para os cilindros com diâmetro 25 mm com  $h/d = 4$ . O número de Reynolds é diferente em cada experimento e está entre os valores de  $9,20 \times 10^3$  a  $3,76 \times 10^4$ , considerando o aumento na velocidade de aproximação média do escoamento. A sonda foi posicionada a meia altura do cilindro finito a uma distância de aproximadamente  $x=10$  mm e com esta razão de aspecto identificou-se o fenômeno da biestabilidade ao longo de todas as séries com algumas interferências, que estão relacionadas com o escoamento descendente da extremidade livre e o aumento do número de Reynolds. Assim, quando se aumenta o número de Reynolds, as trocas de modo ficam mais frequentes até o ponto em que se confunde com um escoamento turbulento.

Neste caso, a distância entre o cilindro e o topo do canal aerodinâmico é de 47 mm e a razão é  $h_a/d=1,88$ . Devido à diminuição do afastamento, o aumento na velocidade do escoamento incidente acarreta no aumento da velocidade no topo do cilindro. Desta forma, quanto maior o número de Reynolds, maior será a velocidade no escoamento descendente.

O tempo de aquisição destes experimentos é de 32,7 segundos e o escoamento biestável é afetado constantemente pelo escoamento descendente durante este período, em todas as séries.

Na Figura 4.48a, com  $Re=9,20 \times 10^3$ , ocorreram por volta de 9 trocas de modo durante o tempo de aquisição. Já na Figura 4.48f, com  $Re=3,76 \times 10^4$  ocorreram por volta de 36 trocas de modo durante o tempo de aquisição. Analisando as figuras, pode-se afirmar que o escoamento biestável é perturbado conforme aumenta o número de Reynolds e a interferência é forte em altos números de Reynolds devido à velocidade do escoamento, assim dificultando a contagem das trocas de modo.

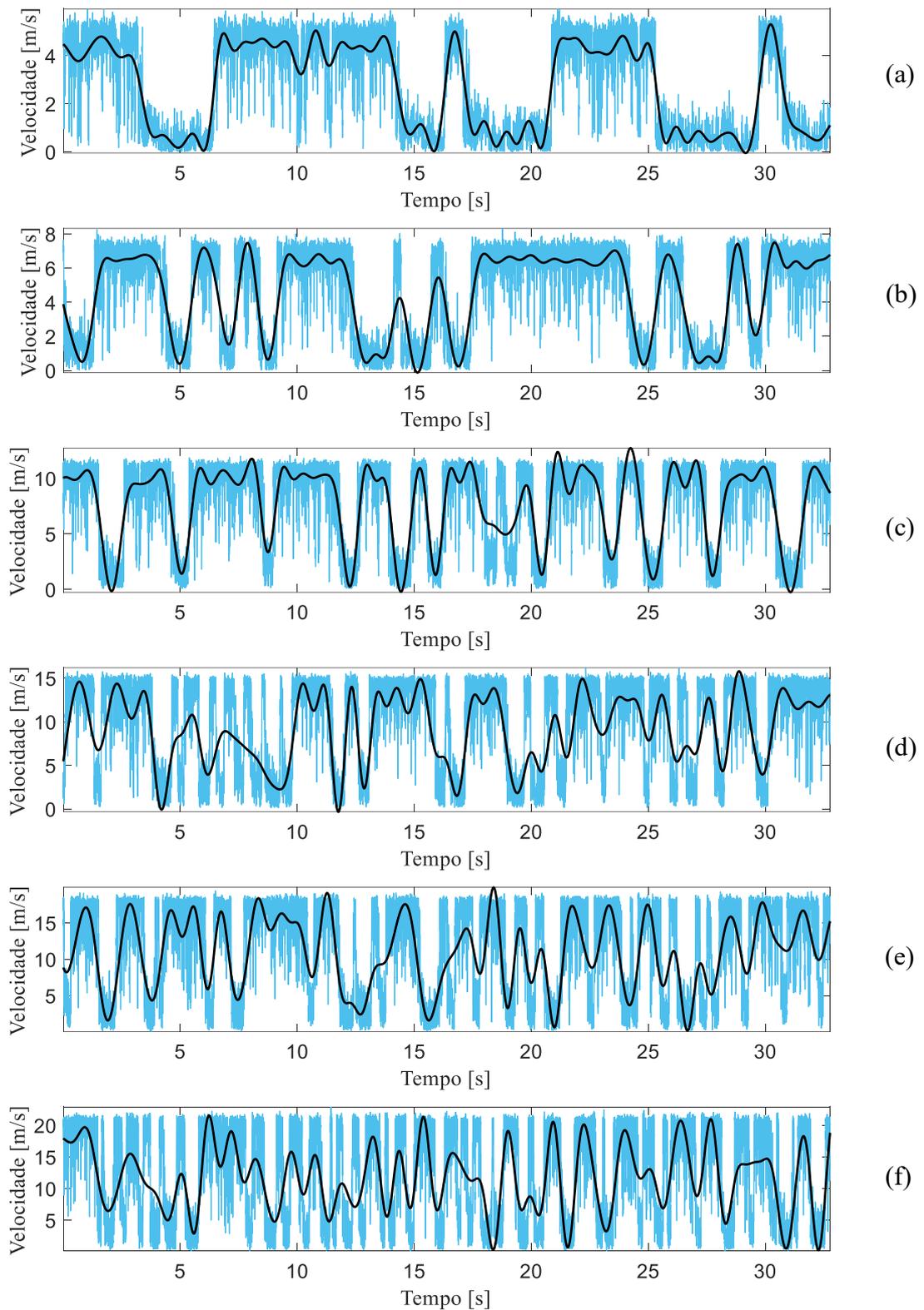


Figura 4.48 – Sinais de velocidades instantâneas e reconstruções dos sinais de velocidade para cilindros de 25 mm com  $h/d=4$  e: (a)  $Re=9,20 \times 10^3$ , (b)  $Re=1,27 \times 10^4$ , (c)  $Re=1,96 \times 10^4$ , (d)  $Re=2,61 \times 10^4$ , (e)  $Re=3,23 \times 10^4$ , (f)  $Re=3,76 \times 10^4$ .

A Figura 4.49 mostra os sinais de velocidade instantânea em conjunto com a reconstrução dos sinais obtidos através de transformada discreta de ondaletas Db20 nível 9 com a frequência até 0,976 para os cilindros com diâmetro 25 mm com  $h/d = 3$ . O número de Reynolds dos experimentos também é variável e foram realizadas medições com alguns valores entre  $9,20 \times 10^3$  a  $3,76 \times 10^4$ . A sonda foi posicionada no ponto “centro” a uma distância de aproximadamente  $x=10$  mm (Figura 3.3), e para esta razão de aspecto também foi identificado o fenômeno da biestabilidade nas séries. Do mesmo modo são notadas interferências no escoamento, porém, com uma razão de aspecto menor, para esse diâmetro, conforme aumenta-se o número de Reynolds, maior é o encontro do escoamento descendente com o escoamento ascendente gerando maior turbulência ao escoamento principal. Para estes experimentos, a distância entre os cilindros e o topo do canal aerodinâmico é de 72 mm e a razão de afastamento  $h_a/d=2,88$ . O tempo de aquisição das séries é de 65,5 segundos, pois em baixos números de Reynolds não foi possível observar as trocas de modo em tempos menores.

Em cilindros finitos de 25 mm, quando a razão de aspecto é reduzida, ocorrem mais interferências, como já visto no experimento com número de Reynolds fixo. Com número de Reynolds variável, verifica-se que a interferência no escoamento é intensificada conforme aumenta o número de Reynolds.

Como o escoamento descendente, derivado da extremidade livre, interage com o escoamento ascendente proveniente da base, o escoamento principal sofre interferência permanente, fazendo com que as trocas de modo sejam mais frequentes, conforme aumenta o número de Reynolds. Na Figura 4.49a, com  $Re=9,20 \times 10^3$ , a troca de modo ocorre somente em aproximadamente 62 segundos, com duração mínima. Na Figura 4.49b, com  $Re=1,27 \times 10^4$ , as trocas dos modos são perceptíveis, porém ocorrem com certa frequência para um baixo número de Reynolds, demonstrando que ocorrem interferências de outros escoamentos. Da mesma maneira, como esperado, na Figura 4.49f, com  $Re=3,76 \times 10^4$ , as trocas de modo são muito frequentes, sendo que poucas podem ser consideradas biestáveis pelo tempo de permanência em cada modo.

Assim, analisando a Figura 4.49, pode-se reafirmar que, em cilindros de diâmetro 25 mm com baixa razão de aspecto, os vórtices de topo se desprendem a jusante do ponto de medição, diferente de cilindros com maior razão de aspecto. Desta forma, com uma razão de aspecto igual a 3, as regiões de recirculação gradualmente diminuem, gerando menor turbulência ao escoamento.

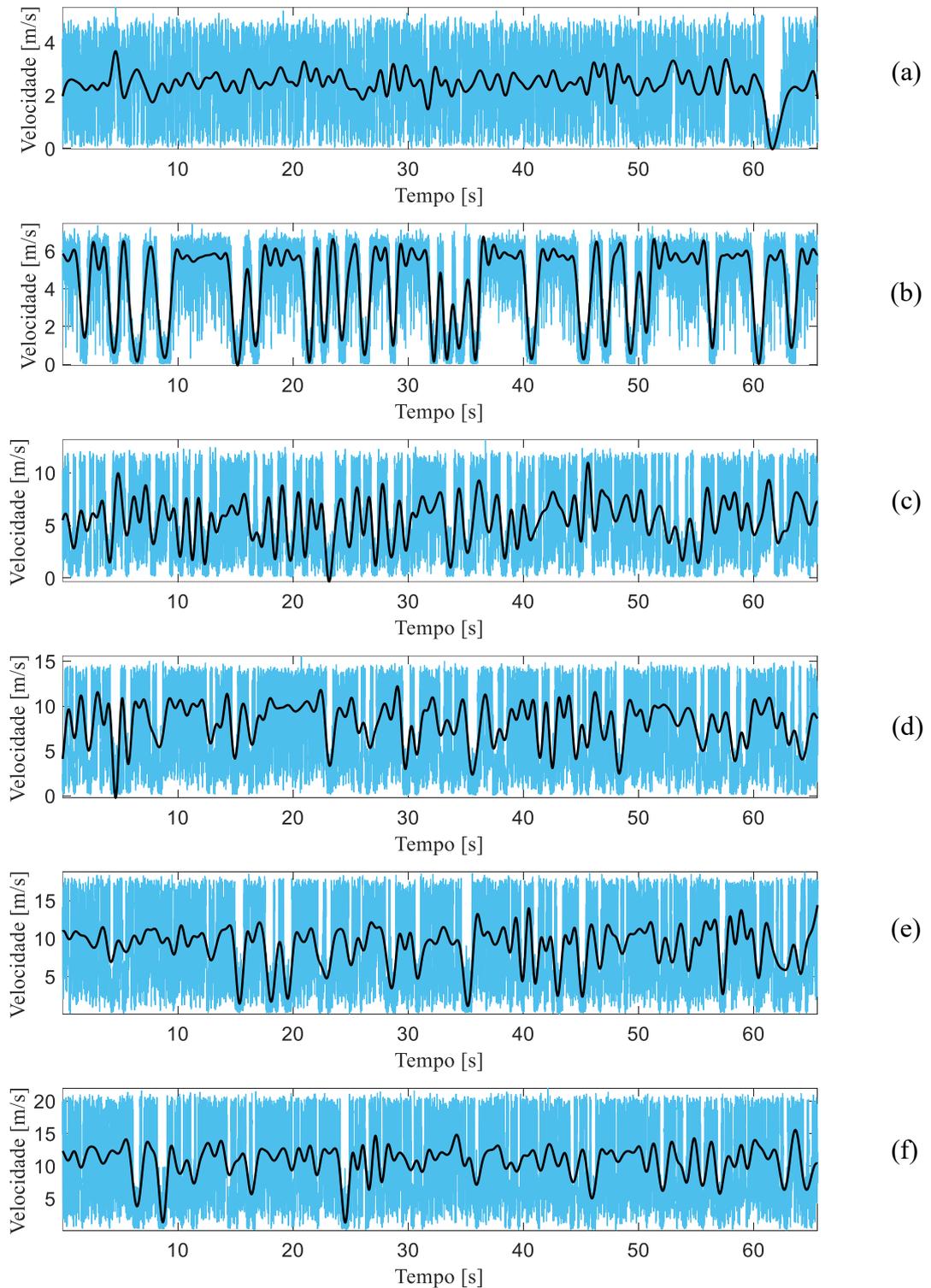


Figura 4.49 – Sinais de velocidades instantâneas e reconstruções dos sinais de velocidade para os cilindros de 25 mm com  $h/d=3$  e: (a)  $Re=9,20 \times 10^3$ , (b)  $Re=1,27 \times 10^4$ , (c)  $Re=1,96 \times 10^4$ , (d)  $Re=2,61 \times 10^4$ , (e)  $Re=3,23 \times 10^4$ , (f)  $Re=3,76 \times 10^4$ .

A próxima etapa do experimento foi realizada com cilindros finitos com diâmetro de 32 mm. A Figura 4.50 mostra os sinais de velocidade instantânea em conjunto com a reconstrução dos sinais obtidos através de transformada discreta de ondaletas Db20 nível 9 com a frequência até 0,976 para o cilindro com  $h/d = 4$ . O número de Reynolds dos experimentos é variável e foram realizadas medições com alguns valores entre  $1,18 \times 10^4$  a  $4,81 \times 10^4$ . A sonda foi posicionada no ponto “centro” a uma distância de aproximadamente  $x=10$  mm.

Do mesmo modo, há ocorrência do fenômeno da biestabilidade em todas as séries e são notadas interferências no escoamento. Para estes experimentos, a distância entre o cilindro e o topo do canal aerodinâmico é de 19 mm e a razão de afastamento  $h_a/d=0,59$ . O tempo de aquisição das séries é de 32,7 segundos, pois mesmo com baixo número de Reynolds foi possível verificar as trocas neste intervalo de tempo.

Neste caso observa-se a existência do fenômeno da biestabilidade ao longo das séries, porém aumentando o diâmetro do cilindro ocorrem menores interferências se comparado aos cilindros de 25 mm com mesma razão de aspecto. Isso ocorre devido ao menor afastamento da extremidade do cilindro com o topo do canal aerodinâmico, bem como pela maior área do cilindro que gera um aumento do bloqueio no canal aerodinâmico.

Como os cilindros têm razão de aspecto igual a 4, ou seja, altura de 128 mm, relativamente próxima ao topo do canal aerodinâmico, o escoamento descendente tem maior velocidade, pois a área entre o cilindro e o topo do canal é menor, mesmo assim causando pouca influência no escoamento biestável

Para  $Re=1,18 \times 10^4$ , (Figura 4.50a) as trocas de modo ocorrem com poucas interferências, pois é visível a permanência prolongada em cada um dos modos. Em relação ao  $Re=1,63 \times 10^4$ , (Figura 4.50b) as trocas de modo continuam visíveis, porém ocorrem mais influências do escoamento ascendente e descendente e o tempo em cada modo começa a diminuir. Este processo é contínuo e, conforme o número de Reynolds aumenta, são notadas trocas mais frequentes, como pode ser visto na Figura 4.50f, com  $Re=4,81 \times 10^4$ , onde as trocas de modo são rápidas, de menor tempo em cada modo, mas são caracterizadas como de um escoamento biestável, pois na literatura não há um consenso de quanto tempo a esteira deve permanecer em cada modo para o escoamento ser considerado biestável. Assim, define-se neste trabalho que quando há troca de modo, independentemente do tempo, é considerada biestabilidade.

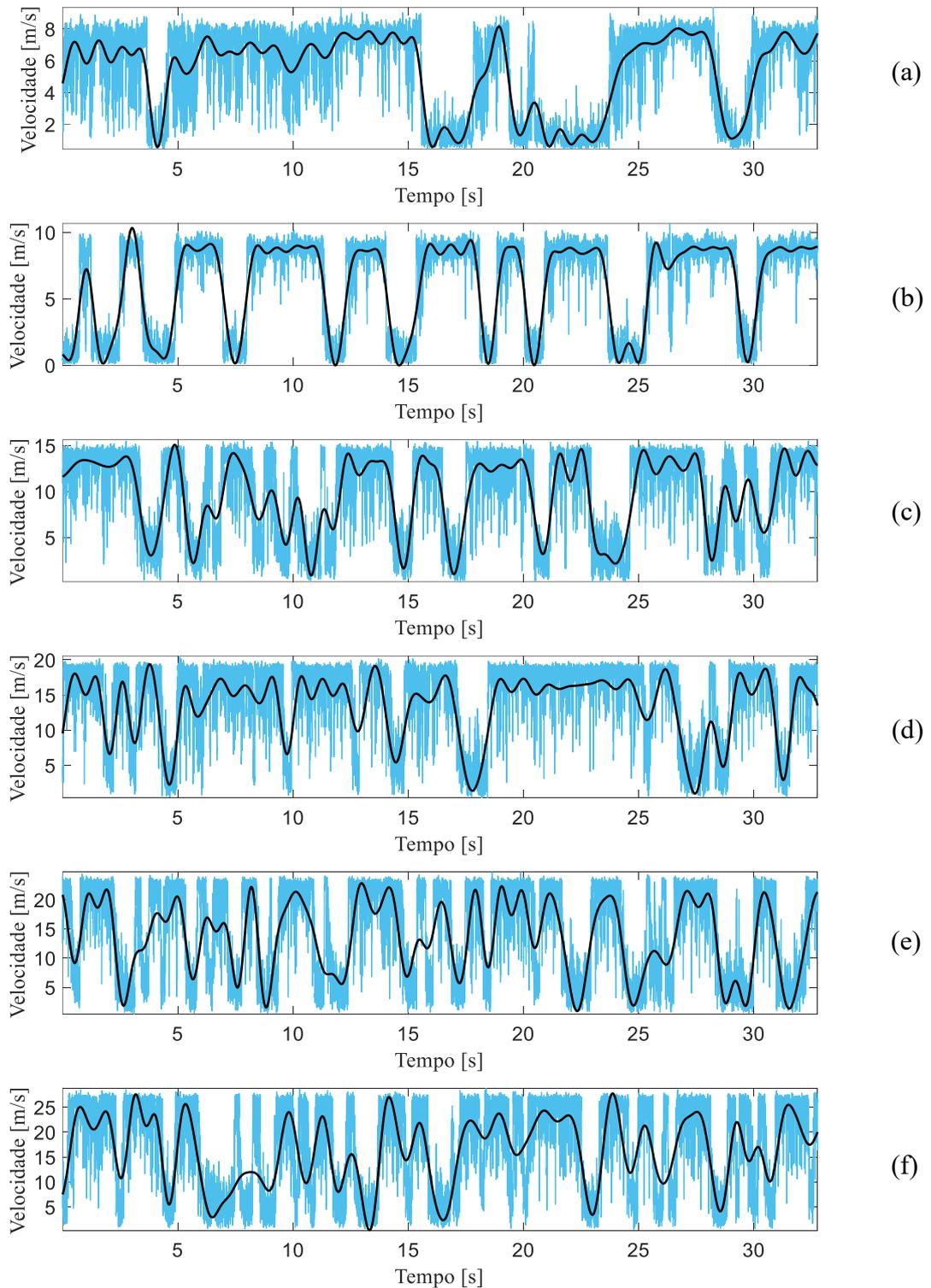


Figura 4.50 – Sinais de velocidades instantâneas e reconstruções dos sinais de velocidade para os cilindros de 32 mm com  $h/d = 4$  e: (a)  $Re = 1,18 \times 10^4$ , (b)  $Re = 1,63 \times 10^4$ , (c)  $Re = 2,51 \times 10^4$ , (d)  $Re = 3,35 \times 10^4$ , (e)  $Re = 4,13 \times 10^4$ , (f)  $Re = 4,81 \times 10^4$ .

Os experimentos a seguir também foram realizados em cilindros finitos com diâmetro de 32 mm. A Figura 4.51 mostra os sinais de velocidade instantânea em conjunto com a reconstrução dos sinais obtidos através de transformada discreta de ondaletas Db20 nível 9 com a frequência até 0,976 para os cilindros com  $h/d = 3$ . O número de Reynolds dos experimentos é variável e foram realizadas medições com alguns valores entre  $1,18 \times 10^4$  a  $4,81 \times 10^4$ . A sonda foi posicionada no ponto “centro” (Figura 3.3) a uma distância de aproximadamente  $x=10$  mm.

Para esta razão de aspecto, há ocorrência do fenômeno da biestabilidade em todas as séries e ocorrem poucas ou nenhuma interferência no escoamento, mesmo para altos números de Reynolds, devido ao ângulo maior do escoamento descendente que leva a esteira para jusante do ponto de medição, motivo pelo qual a permanência em cada modo tem um tempo significativo. Para estes experimentos, a distância entre os cilindros e o topo do canal aerodinâmico é de 51 mm e a razão de afastamento  $h_a/d=1,59$ . O tempo de aquisição das séries é de 32,7 segundos, porém para observar o fenômeno biestável em  $Re=1,18 \times 10^4$  foi necessário aumentar o tempo de aquisição para 524,3 segundos.

Na Figura 4.51a, com  $Re=1,18 \times 10^4$ , as trocas de modo não foram visualizadas em uma aquisição de 32 segundos. Foram necessários aproximadamente 110 segundos para visualizar uma troca de modo, e este modo permaneceu por aproximadamente 150 segundos até voltar ao modo anterior. Desta forma, pode-se concluir que não houve qualquer influência sobre o fenômeno biestável para este experimento com baixo número de Reynolds.

Em relação à Figura 4.51b, com  $Re=1,63 \times 10^4$ , uma troca de modo ocorreu no final da série em aproximadamente 29 segundos e também não indica qualquer interferência, seja da base ou da extremidade livre. Nestes experimentos, tanto quanto nos anteriores, é correto afirmar que são aumentadas as trocas de modo do escoamento biestável conforme é aumentado o número de Reynolds, porém, para cilindros de 32 mm, com razão de aspecto  $h/d = 3$ , ocorre pouca ou nenhuma influência, seja da base ou da extremidade livre. Na Figura 4.51f, com  $Re=4,81 \times 10^4$  pode ser observado que o escoamento biestável ainda ocorre, porém há interferências em alguns pontos como por exemplo, entre 15 e 20 segundos de aquisição, devido ao alto número de Reynolds. Com o aumento no número de Reynolds pode ocorrer a formação de uma região de recirculação oriunda da maior velocidade no escoamento descendente.

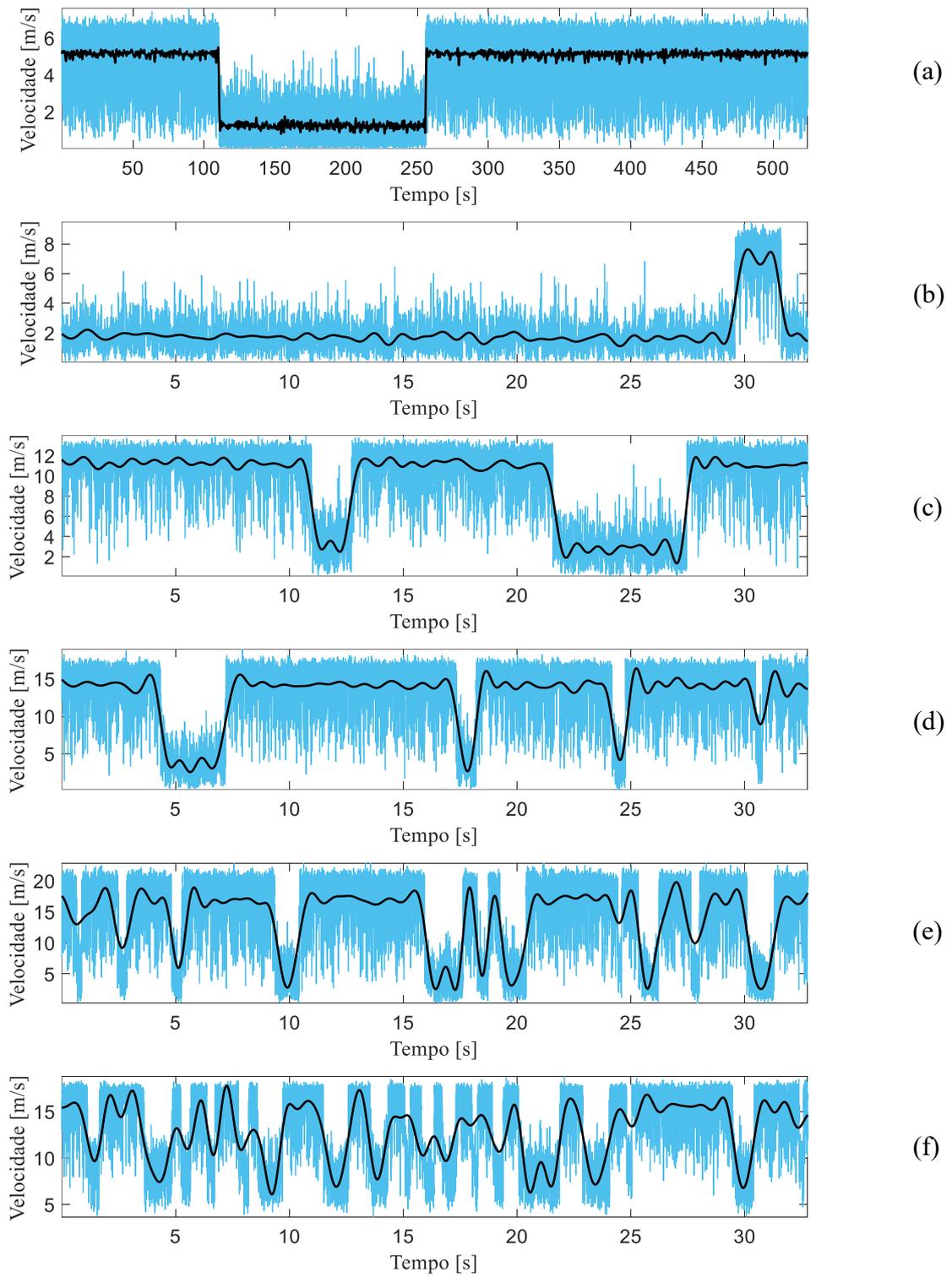


Figura 4.51 – Sinais de velocidades instantâneas e reconstruções dos sinais de velocidade para os cilindros de 32 mm com  $h/d=3$  e: (a)  $Re=1,18 \times 10^4$ , (b)  $Re=1,63 \times 10^4$ , (c)  $Re=2,51 \times 10^4$ , (d)  $Re=3,35 \times 10^4$ , (e)  $Re=4,13 \times 10^4$ , (f)  $Re=4,81 \times 10^4$ .

## 5 CONCLUSÕES

O presente trabalho consistiu em um estudo experimental sobre o fenômeno da biestabilidade em escoamentos ao redor de cilindros finitos, com média razão de aspecto, dispostos lado a lado. Para isso, foi considerada a existência de três escoamentos concomitantes na região a jusante dos cilindros: o escoamento ascendente, caracterizado pela estrutura de vórtices na base; o escoamento descendente, caracterizado pela estrutura de vórtices no topo; e o aqui chamado escoamento principal, caracterizado pelo desprendimento de vórtices à meia altura dos cilindros.

Primeiramente, foi estudado o escoamento em um único cilindro finito com diâmetros entre 25 e 60 mm e razão de aspecto entre 1 e 4 e, após, em dois cilindros finitos dispostos lado a lado, com a razão de espaçamento de 1,26 para os diâmetros de 25 e 32 mm e razões de aspecto  $h/d = 3$  e 4, através da medição dos sinais de velocidade e flutuações de velocidade em canal aerodinâmico, utilizando a técnica de anemometria de fio quente. Posteriormente, foi utilizada a técnica de visualização do escoamento no mesmo canal aerodinâmico, mantendo os parâmetros e utilizando gelo seco e laser. Por fim, foi utilizada a técnica de visualização do escoamento em canal hidráulico, que possui as mesmas dimensões do canal aerodinâmico, empregando injeção de tinta através de agulhas.

Nos experimentos realizados com um único cilindro finito e número de Reynolds fixo foi observado que o número de Strouhal não está relacionado com a razão de aspecto, pelo menos quando estudos são realizados com médias razões de aspecto e mesmo número de Reynolds. Comparando com cilindros infinitos, a frequência de desprendimento de vórtices é menor em cilindros finitos de mesmo diâmetro, porém o número de Strouhal aumenta conforme é aumentado o diâmetro, ou seja, com o aumento do bloqueio. Este comportamento corresponde ao observado em estudos realizados em cilindros infinitos por Möller et al., 2015a.

Em medições na extremidade livre em cilindros finitos com menor razão de aspecto, observou-se que o escoamento pode suprimir o desprendimento de vórtices. Para experimentos com diferentes números de Reynolds ocorre aumento da frequência de desprendimento de vórtices, com o aumento do número de Reynolds, porém para menores razões de aspecto a intensidade do pico de desprendimento de vórtices é reduzida.

Nos experimentos realizados com dois cilindros finitos dispostos lado a lado, em plano perpendicular ao escoamento, foi observada a existência do fenômeno biestável, caracterizado pela presença de duas esteiras de vórtices características: uma larga, associada a menores valores de velocidade, e outra estreita, associada a maiores valores. Os tempos entre as trocas de modo são distintos e não há um padrão, já que as trocas de modo estão relacionadas com as diversas interferências que ocorrem no escoamento principal. Essas interferências são oriundas da extremidade livre através de um escoamento descendente que interage com um escoamento ascendente formado na base. Este comportamento gera regiões de recirculação e influencia o escoamento principal, seja ele biestável ou não.

Para número de Reynolds fixo, as interferências de outros escoamentos na biestabilidade são maiores em cilindros com menores razões de aspecto em conjunto com menores bloqueios. No caso de maiores bloqueios, em menores razões de aspecto pode ou não ocorrer interferências de outros escoamentos.

Para diferentes números de Reynolds, nota-se aumento das trocas de modo com o aumento do número de Reynolds, considerando as influências anteriormente citadas para número de Reynolds fixo. No entanto, quando se tem uma menor razão de aspecto em conjunto com menor bloqueio do canal e alto número de Reynolds, pode não ocorrer o fenômeno da biestabilidade.

De um modo geral, analisando-se todos os experimentos, pode-se inferir que, em cilindros de 25 mm com baixa razão de aspecto, os vórtices de topo se desprendem a jusante do ponto de medição, diferente de cilindros com maior razão de aspecto. Desta forma, com uma razão de aspecto igual a 3, as regiões de recirculação no topo gradualmente diminuem, basicamente pela maior distância entre o topo do cilindro e o topo do canal aerodinâmico, gerando menor turbulência ao escoamento.

Nas visualizações de escoamento realizadas no mesmo canal aerodinâmico foi possível observar a troca entre os modos do escoamento, ou seja, o fenômeno da biestabilidade.

As visualizações de escoamento em canal hidráulico demonstram a existência do fenômeno da biestabilidade em cilindros de 25 e 32 mm, nas duas razões de aspecto estudadas. Além disso, foi encontrado o fenômeno da biestabilidade na extremidade livre e na base, porém existem perturbações na base que favorecem um escoamento assimétrico por um grande intervalo de tempo antes da ocorrência de alguma troca de modo. Porém na

extremidade livre, o fenômeno biestável ocorre independente das perturbações de topo. Estas perturbações de topo estão relacionadas com a recirculação que existe na extremidade livre e é independente do escoamento que se torna descendente.

Em relação ao escoamento principal, objetivo do trabalho, pode-se afirmar que em cilindros de 32 mm, a interferência advinda da extremidade livre e da base, na ocorrência do fenômeno biestável, é maior com o aumento da razão de aspecto. Nesta configuração, a base gera maior perturbação do que a extremidade livre. Entretanto, com uma razão de aspecto igual a 3, as perturbações ocorrem mais a jusante dos cilindros, devido ao maior ângulo formado, sem interferir diretamente no escoamento principal.

Em cilindros de 25 mm pode-se afirmar que, quanto menor a razão de aspecto, maiores são as interferências no escoamento biestável e a maior perturbação é gerada pelos vórtices produzidos na base do cilindro.

Por existir divergências de resultados em relação ao diâmetro dos cilindros, pode-se dizer que somente a razão de aspecto não é um parâmetro para definição do grau de perturbação nos cilindros.

Em relação à razão de afastamento, também não foi encontrado algum padrão em relação aos resultados, porém a formação dos vórtices nas extremidades e a velocidade média em que estão interagindo com o escoamento principal, podem ser relevantes.

Em cilindros com menores diâmetros, o desprendimento de vórtices, no centro do cilindro, ocorre em uma frequência mais alta, adicionado à velocidade média dos escoamentos nas extremidades, geram maiores interferências do que em cilindros de maior diâmetro que possui o desprendimento de vórtices em uma frequência mais baixa afetando com menor intensidade o escoamento biestável.

Na ocorrência do fenômeno da biestabilidade na extremidade livre, quando está em um dos modos, o cilindro com a esteira estreita, devido a maior velocidade no topo, força um escoamento descendente em direção ao escoamento principal. Quando ocorre a troca de modo, a esteira estreita passa a ser do outro cilindro e este acaba por ter o escoamento descendente com maior velocidade.

## **5.1 Sugestões para trabalhos futuros**

No presente realizou-se estudos com cilindros finitos com diâmetros de 25 e 32 mm e razões de aspecto entre 3 e 4. Assim, sugere-se que sejam estudadas:

A utilização de cilindros com outros diâmetros para analisar se o bloqueio está relacionado com o grau de interferência no escoamento principal;

Análise das interferências no escoamento principal em cilindros finitos dispostos lado a lado através de medições de pressão em canal aerodinâmico;

Além disso, pode-se estudar outras razões de espaçamento, a fim de identificar se existe redução das interferências com um maior espaçamento entre os cilindros finitos.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Adaramola, M.S.; Akinlade, O.G.; Sumner, D.; Bergstrom, D.J.; Schenstead, A.J. Turbulent wake of a finite circular cylinder of small aspect ratio, **Journal of Fluids and Structures**, v.22, p. 919-928, 2006.

Afgan, I.; Moulinec, C.; Prosser, R.; Laurence, D. Large eddy simulation of turbulent flow for wall mounted cantilever cylinders of aspect ratio 6 and 10, **International Journal of Heat and Fluid Flow**, v.28, p. 561-574, 2007.

Agui, J.H.; Andreopoulos, J. Experimental investigation of a three-dimensional boundary layer flow in the vicinity of an upright wall mounted cylinder, **ASME Transactions Journal of Fluids Engineering**, v.114, p. 566-576, 1992.

Alam, M.M.; Zhou, Y. Strouhal numbers, forces and flow structures around two tandem cylinders of different diameters, **Journal of Fluids and Structures**, v.24, p. 505-526, 2008.

Alam, M.M.; Moriya, M.; Sakamoto, H. Aerodynamic characteristics of two side-by-side circular cylinders and application of wavelet analysis on the switching phenomenon, **Journal of Fluids and Structures**, v.18, n. 3-4, p. 325-346, 2003.

Bendat, J.S.; Piersol, A. G. **Random data: analysis and measurement procedures**, Wiley – Interscience, New York, 1971.

Blevins, R.D. **Flow-Induced Vibration**, Second Edition, Van Nostrand Reinhold, Nova Iorque, 1990.

Collis, D.C.; Williams, M. J. Two-dimensional convection from heated wires at low Reynolds numbers, **Journal of Fluid Mechanics** v.6, p. 357-384, 1959.

DANTEC. **Basic Guide DANTEC**, 2004.

De Paula, A.V. **Estudo sobre o fenômeno da biestabilidade de escoamentos turbulentos em bancos de tubos de arranjo triangular**, Dissertação de Mestrado, PROMEC – UFRGS, 2008.

Dias Júnior, T.; Woiski, E.R. Turbulência e sistemas dinâmicos in: Mansur, S.S.; Vieira, E.D.R.; Silveira Neto, A. Editores, **Turbulência**, v.7, p. 1-50, Rio de Janeiro, ABCM, 2010.

Donnert, G.D.; Kappler, M.; Rodi, W. Measurement of tracer concentration in the flow around finite-height cylinders, **Journal of Turbulence**, v.8, 2007.

Gonçalves, R.T.; Franzini, G.R.; Rosetti, G.F.; Meneghini, J.R.; Fajarra A.L.C. Flow around circular cylinders with very low aspect ratio, **Journal of Fluids and Structures**, v.54, p. 122–141, 2015.

Guillaume, D.W.; LaRue, J. C. Investigation of the flopping regime with two, three and four cylinders arrays, **Experiments in Fluids**, v.27, p. 145-156, 1999.

Heseltine, J.L. **Flow around a circular cylinder with a free end**, Student thesis, Department of Mechanical Engineering, University of Saskatchewan, Canada, 2003.

Hiramoto, R.; Higuchi, H. Vortex shedding behind a nonparallel pair of circular cylinders, **Journal of Fluids and Structures**, v.18, p. 131-143, 2003.

Indrusiak, M.L.S. **Caracterização de escoamentos turbulentos transientes usando a transformada de ondaletas**, Tese de Doutorado, PROMEC – UFRGS, 2004.

Indrusiak, M.L.S.; Möller, S.V. Wavelet analysis of unsteady flows: application on the determination of the Strouhal number of the transient wake behind a single cylinder, **Experimental Thermal Fluid Science**, v.35, p. 319-327, 2011.

Javadi, K.; Kinai, F. On the turbulent flow structures over a short finite cylinder: numerical investigation, In Proceedings of the International Conference on Heat Transfer and Fluid Flow, Prague, Czech Republic, 2014.

Lee, T.; Lin, C.L.; Friehe, C. Large-eddy simulation of air flow around a wall-mounted circular cylinder and a tripod tower, **Journal of Turbulence**, v.8, 2007.

Lesieur, M. *Turbulence in Fluids - 3rd rev.* Dordrecht, The Netherlands: Kluwer academic Publishers, 1997.

Levold, P. **Viscous flow around finite length circular cylinder**, Student thesis, Department of Marine Technology, Faculty of Engineering Science and Technology, Norwegian University of Science and Technology, Norway, 2012.

Li, H.; Sumner, D. Vortex shedding from two finite circular cylinders in a staggered configuration, **Journal of Fluids and Structures**, v. 25, p. 479-505, 2009.

Luo, S.C.; Gan, T.L.; Chew, Y.T. Uniform flow past one (or two in tandem) finite length circular cylinders, **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics** v.59, p. 69-93, 1996.

Mansur, S.S.; Vieira, E.D.R. Visualização experimental de escoamentos, **Turbulência**, v.4, p. 33-71, Rio de Janeiro, ABCM, 2004.

Meneghini, J.R.; Ássi, G.R.S.; Orselli, R.M.; Carmo, B.S.; Saltara, F.; Gioria, R.S.; Bonatto, A.; Tsiloufas, S. Ruído e vibração induzidos por vórtices in: Mansur, S. S.; Vieira, E. D. R.; Silveira Neto, A. Editores, **Turbulência**, v.7, p. 259-324, Rio de Janeiro, ABCM, 2010.

Moffat, R.J. Describing the uncertainties in experimental results, **Experimental Thermal and Fluid Science**, v.1, p. 3-17, 1988.

Möller, S.V.; Silveira, R.S.; De Paula, A.V.; Indrusiak, M.L.S.; Olinto, C.R. Some features of the flow on cylinders in aerodynamic channels and considerations about the effect of the blockage ratio Part 1: single cylinder, *Bulletin of the European Research Community on Flow, Turbulence and Combustion* v.104, 24-29, 2015.

Möller, S.V.; Silveira, R.S.; De Paula, A.V.; Indrusiak, M.L.S.; Ost, A.P. Some features of the flow on cylinders in aerodynamic channels and considerations about the effect of the blockage ratio Part 2: two cylinders side by side, *Bulletin of the European Research Community on Flow, Turbulence and Combustion* v.104, 30-35, 2015.

Möller, S.V. Experimentação em Turbulência in: Neto, S.A.; Mansur, S.S. Editores, **Turbulência**, v.2, p. 205-243, Uberlândia, ABCM, 2000.

Möller, S.V.; Silvestrini, J.H. Turbulência: Fundamentos in: Möller, S.V.; Silvestrini, J.H. Editores, **Turbulência**, v.4, p. 1-32, Rio de Janeiro, ABCM, 2004.

Okamoto, S. Flow past circular cylinder of finite length placed on ground plane, *Transactions of the Japan Society for Aeronautical and Space Sciences* v.33, p. 234-246, 1991.

Okamoto, S.; Sunabashiri, Y. Vortex shedding from a circular cylinder of finite length placed on a ground plane, **ASME Journal of Fluids Engineering** v.144, p. 512-521, 1992.

Okamoto, T.; Yagita, M. The experimental investigation on the flow past a circular cylinder of finite length placed normal to the plane surface in a uniform stream, *Bulletin of the Japan Society of Mechanical Engineers* v.16, 805-814, 1973.

Olinto, C.R. **Estudo experimental das características do escoamento turbulento nas primeiras fileiras de bancos de tubos**, Dissertação de Mestrado, PROMEC – UFRGS, 2005.

Olinto, C.; Indrusiak, M.L.S.; Endres, L. A.; Möller, S.V. Experimental study of the characteristics of the flow in the first rows of tube banks, **Nuclear Engineering and Design**, v.239, p. 2022-2034, 2009.

Park, C.W.; Lee, S.J. Effects of free-end corner shape on flow structure around a finite cylinder, **Journal of Fluids and Structures** v.19, p. 141-158, 2003.

Park, C.W.; Lee, S.J. Flow structure around two finite circular cylinders located in an atmospheric boundary layer: side-by-side arrangement, **Journal of Fluids and Structures** v.17, p. 1043-1058, 2003.

Park, C.W.; Lee, S.J. Free end effects on the near wake flow structure behind a finite circular cylinder, **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics** v.88, p. 231-246, 2000.

Pattenden, R.J.; Turnock, S.R.; Zhang, X. Measurements of the flow over a low aspect ratio cylinder mounted on a ground plane. **Experiments in Fluids**, v.39, p. 10-21, 2005.

Percival, D.B.; Walden, A.T. **Wavelet methods for time series analysis**, Cambridge University Press, Cambridge, 2000.

Rooney, D.M.; Rodichok, J.; Dolan, K. Finite aspect ratio effects on vortex shedding behind two cylinder at angles of incidence, ASME **Journal of Fluids Engineering**, v.117, p. 219-226, 1995.

Sumner, D.; Heseltine, J.L.; Dansereau, O.J.P. Vortex shedding from a finite circular cylinder of small aspect ratio, In Proceedings of the Canadian Society for Mechanical Engineering Forum 2004 - CSME Forum 2004, London, Canada, p. 625-633, 2004.

Sumner, D.; Wong, S.S.T.; Price, S.J.; Paidoussis, M. P. Fluid behavior of side-by-side circular cylinders in steady cross flow, **Journal of Fluids and Structures**, v.13, p. 309-338, 1999.

Tanaka, S.; Murata, S. An investigation of the wake structure and aerodynamic characteristics of a finite circular cylinder, **JSME International Journal Series B: Fluids and Thermal Engineering** v.42, p. 178-187, 1999.

Tennekes, H.; Lumley, J.L. **A First Course in Turbulence**, MIT Press, Massachusetts, 1972.

Welch, P.D. The use of Fast Fourier Transform for the estimation of power spectra: a method based on time averaging over short, modified periodograms, IEEE Trans. **Audio and Electroacoustics**, v. AU-15, p. 70-75, New York, 1967.

Williamson, C.H.K. Evolution of a single wake behind a pair of bluff bodies, **Journal of Fluid Mechanics**, v.159, p. 1-18, 1985.

Williamson, C.H.K. Vortex dynamics in the cylinder wake. **Annual Review of Fluid Mechanics** v.28, p. 477-539, 1996.

Xu, S.J.; Zhou, Y.; So, R.M.C. Reynolds number effects on the flow structure behind two side-by-side cylinders. **Physics of Fluids**, v.15, n. 5, p. 1214-1219, 2003.

Zdravkovich, M.M. Aerodynamics of two parallel circular cylinders of finite height at simulated high Reynolds numbers. **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, v. 6, p. 59-71, 1980.

## APÊNDICE A – Análise de incertezas

O erro em uma medição é dado pela diferença entre o valor real e o valor medido. Neste trabalho serão analisadas as incertezas de medição, que são os valores possíveis dos erros, pois os valores medidos não são previamente conhecidos. De acordo com Moffat, 1988, a incerteza de um resultado pode ser calculada pela seguinte expressão:

$$\delta R = \left\{ \sum_{i=1}^N \left( \frac{\partial R}{\partial X_i} \delta X_i \right)^2 \right\}^{1/2} \quad (\text{A.1})$$

onde  $R = R(X_1, X_2, X_3, \dots, X_N)$  é o resultado em análise e  $\delta X_i$  é a incerteza da variável  $X_i$ .

O coeficiente de sensibilidade do resultado  $R$  com respeito à medição de  $X_i$  é dado pela derivada parcial de  $R$  em relação a  $X_i$ .

Aplicando-se a Equação A.1 à expressão que define o número de Reynolds, pode-se calcular a incerteza na determinação do número de Reynolds:

$$\delta \text{Re} = \text{Re} \left[ \left( \frac{\delta U}{U} \right)^2 + \left( \frac{\delta d}{d} \right)^2 + \left( \frac{\delta v}{v} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A.2})$$

A incerteza em relação às dimensões dos cilindros e à montagem lado a lado foi estimada em  $\pm 0,05$  mm.

A incerteza no posicionamento das sondas é estimada em  $\pm 0,1$  mm. A aproximação destas em relação aos cilindros é feita manualmente. Após a aproximação aos cilindros, um ajuste é realizado por meio de um paquímetro, cuja incerteza de medição corresponde a  $\pm 0,05$  mm.

A incerteza na leitura da velocidade depende da equação utilizada para conversão dos valores de tensão obtidos pelo anemômetro de fio quente. Para sonda de fio reto utiliza-se a Equação A.3, [Indrusiak, 2004] :

$$\delta U_x = \frac{U_x}{nx} \left[ (\ln U_x \delta nx)^2 + \left( \frac{1}{B_x} \delta B_x \right)^2 + \left( \frac{2E_{0x}}{E_x^2 - E_{0x}^2} \delta E_{0x} \right)^2 + \left( \frac{2E_x}{E_x^2 - E_{0x}^2} \delta E_x \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A.3})$$

A faixa da incerteza das medições de velocidade com a sonda de fio quente situa-se entre 1 e 6%, e depende da curva de calibração utilizada e da região da curva em que a leitura está situada.

A incerteza nos valores lidos, para as frequências de desprendimento de vórtices utilizando-se a análise de Fourier, depende da largura de banda utilizada ( $Be$ ) e do erro médio estatístico ( $\varepsilon$ ) de cada aquisição realizada. Valores típicos são  $3 \text{ Hz} < Be < 4 \text{ Hz}$  e  $8 \% < \varepsilon < 12 \%$ .

Para as frequências obtidas pela transformada de pacotes de ondaletas, o erro é de  $\pm \frac{f_s}{2^{n+2}}$ , ou seja, a metade da largura do intervalo de frequência.

A incerteza na leitura de uma medição depende da resolução da escala do respectivo instrumento envolvido. Assim, são listadas na Tabela A.1 as principais resoluções das escalas dos instrumentos utilizados neste trabalho.

Tabela A.1 - Resoluções dos instrumentos utilizados neste trabalho.

Instrumento	Resolução
Sensor de temperatura	$\pm 0,1^\circ \text{ C}$
Barômetro	$\pm 0,5 \text{ mmHg}$
Micromanômetro de coluna	$\pm 0,02 \text{ mmH}_2\text{O}$
Manômetro eletrônico*	1% da leitura
Manômetro de coluna d'água	$\pm 1 \text{ mmH}_2\text{O}$
Multímetro eletrônico	$\pm 0,5\% +4D$
Paquímetro	$\pm 0,05 \text{ mm}$

\*As leituras típicas deste equipamento variam de 4 a 20 mA.

## APÊNDICE B – Procedimento de calibração da sonda de fio quente

A calibração das sondas de anemometria de fio quente é realizada no interior do canal aerodinâmico, com um dispositivo que restringe gradualmente o escoamento (bocal convergente), aumentando sua velocidade. Na mesma seção onde são posicionadas as sondas retas de fio quente, modelo DANTEC 55P11, está instalado um tubo de Pitot, que é referência para as medições. Este valor é anotado juntamente com os valores de tensão apresentados pelas sondas, e uma relação entre tensão e velocidade é realizada. Geralmente as curvas de calibração são obtidas a partir de 10 a 12 pontos de medição, distribuídos no intervalo entre zero até um valor conveniente, acima da velocidade máxima esperada para o experimento. A Tabela B.1 mostra o registro de uma calibração típica do sensor de velocidade. São utilizados três equipamentos para a medição da pressão no interior do canal, em função de faixa de medição: um micromanômetro de coluna inclinada, um manômetro eletrônico e um manômetro de coluna d'água.

Para cada novo experimento é realizada uma nova calibração. Porém, como as sondas permanecem no interior do canal até a realização do experimento, sem a necessidade da desmontagem do conjunto sonda/suporte/cabo/CTA, os valores absolutos das medições de velocidade não são afetados.

A Figura B.1 ilustra a variação do erro na calibração da sonda de fio quente, e a Figura B.2 ilustra a relação típica entre tensão e velocidade resultante do processo de calibração.

Tabela B.1 - Registro de uma calibração típica de uma sonda de fio quente

Sonda reta												
Total resistance [Ω]		4,806		Coeficientes de calibração								
E <sub>0</sub> [V]		1,577		B								
E <sub>corr</sub> [V]		1,5857		n								
Velocidades alvo [m/s]	Manômetro	Pressões alvo	Frequencia do inversor [Hz]	Pressão medida pelo instrumento	E <sub>med</sub> pela sonda [V]	E <sub>corr</sub> [V]	U <sub>real</sub> [m/s]	ln (E <sup>2</sup> -E <sub>0</sub> <sup>2</sup> )	ln (U <sub>real</sub> )	U <sub>cab</sub> [m/s]	E <sub>ro</sub> [%]	
3	Inclinado	0,53	5,50	0,55	1,862	1,8739	3,0505	-0,0028	1,1153	2,8514	6,5252	22,15
5	Inclinado	1,48	7,70	1,55	1,975	1,9877	5,1210	0,3621	1,6333	5,2834	-3,1730	21,95
7	Inclinado	2,90	10,10	2,9	2,048	2,0611	7,0046	0,5503	1,9466	7,2622	-3,6778	22,05
10	M2	6,31	13,75	6,27	2,144	2,1577	9,9055	0,7615	2,2931	10,3766	-4,7561	22,05
15	M2	9,21	19,70	9,27	2,268	2,2825	15,0928	0,9916	2,7142	15,3101	-1,4398	22,05
20	M2	13,25	25,80	13,24	2,36	2,3751	19,9848	1,1400	2,9950	19,6749	1,5506	22,25
25	M2	18,46	31,71	18,29	2,436	2,4516	24,8531	1,2516	3,2130	23,7593	4,4010	22,65
											22,16429	

### Variação do Erro

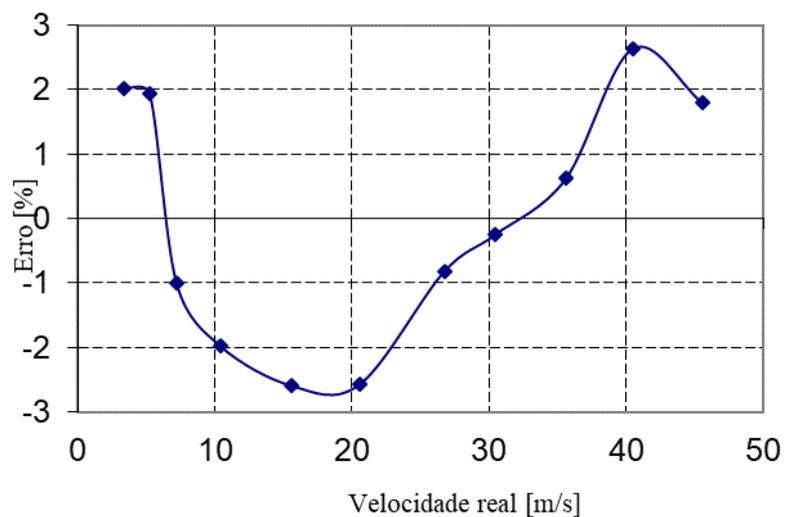


Figura B.1 – Variação do erro na calibração da sonda de fio quente

### Relação Tensão Velocidade

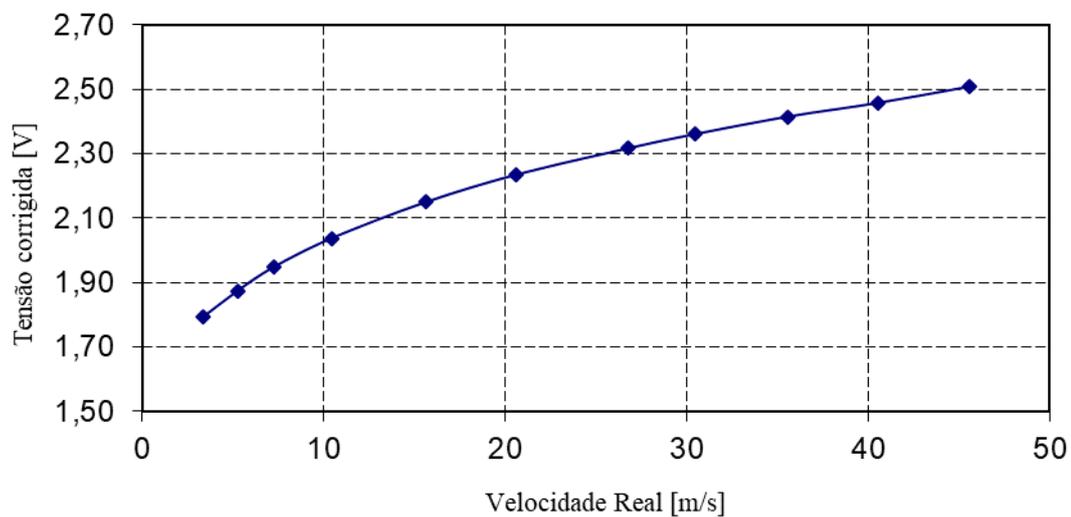


Figura B.2 – Relação típica entre tensão e velocidade resultante do processo de calibração

**APÊNDICE C** – Publicações realizadas durante o trabalho

Woyciekoski, M. L. e Möller, S. V. Shedding process of finite cylinders with high blockage ratio, **23rd International Congress of Mechanical Engineering (COBEM 2015)**, Rio de Janeiro, RJ. 2015.

Möller, S.V.; Neumeister, R.F.; Ost, A.P.; Woyciekoski, M.L. Pressure and velocity fluctuations of the bistable flow behind pairs of parallel cylinders with  $p/d=1.26$  and different heights, **11th International Conference on Flow-Induced Vibrations (FIV2016)**, Haia: TNO, Holanda. 2016.

Woyciekoski, M. L. e Möller, S. V. Analysis of the bistable flows in two side by side finite cylinders with mid aspect ratio, **X Escola de Primavera de Transição e Turbulência (EPTT 2016)**, São José dos Campos, SP. 2016.