

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

ESTUDO EXPERIMENTAL DAS CARACTERÍSTICAS DO ESCOAMENTO
TURBULENTO NAS PRIMEIRAS FILEIRAS DE BANCOS DE TUBOS

por

CLÁUDIO RODRIGUES OLINTO

Tese para obtenção do título de
Doutor em Engenharia

Porto Alegre, dezembro de 2005.

ESTUDO EXPERIMENTAL DAS CARACTERÍSTICAS DO ESCOAMENTO
TURBULENTO NAS PRIMEIRAS FILEIRAS DE BANCOS DE TUBOS

por

CLÁUDIO RODRIGUES OLINTO
Mestre em Engenharia

Tese submetida ao Corpo Docente do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, PROMEC, 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 de Transporte

Orientador: Prof. Dr. Sérgio Viçosa Möller

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

Aprovada por:

Prof. Dr. Sérgio Said Mansur

Profª. Dra. Edith Beatriz Camaño Schettini

Prof. Dr. Horácio Antonio Vielmo

Prof. Dr. Flávio Lorini

Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 19 de dezembro de 2005.

Agradecimentos

Agradeço a todos que, direta ou indiretamente, colaboraram para a conclusão deste trabalho. À minha esposa e à minha filha que souberam entender a minha ausência e aos meus pais que ajudaram para que ela fosse menos sentida. Ao meu orientador e colegas de laboratório pelo apoio, críticas e sugestões e a CAPES pelo suporte financeiro.

RESUMO

Este trabalho apresenta um estudo experimental das características do escoamento turbulento nas primeiras fileiras de bancos de tubos. São estudados os escoamentos sobre três geometrias de arranjos de tubos: dois tubos posicionados lado a lado normais ao escoamento, uma fileira de tubos transversal ao escoamento e bancos de tubos de configuração quadrangular, com três razões de espaçamento diferentes. O objetivo é entender o comportamento das instabilidades e fenômenos aleatórios e transientes que ocorrem nas primeiras fileiras de bancos de tubos e se propagam para o seu interior.

Os resultados experimentais são obtidos através de medições em túnel de vento e visualizações em canal de água. Para a obtenção dos campos de velocidade é utilizada a técnica de anemometria de fio quente e para as medições de pressão é utilizado um transdutor de pressão piezo resistivo. Os dados experimentais obtidos são analisados por ferramentas estatísticas, espectrais e de ondaletas. As visualizações são feitas através da técnica de injeção de tinta diretamente no escoamento.

Os resultados mostram a presença de instabilidades geradas a partir da segunda fileira do banco de tubos, que se propagam para o interior, gerando um comportamento onde as três componentes ortogonais do escoamento são igualmente importantes. O comportamento tridimensional do escoamento é responsável por uma redistribuição de massa dentro do banco de tubos que leva a valores de velocidade e números de Strouhal não esperados para a geometria estudada.

ABSTRACT

“EXPERIMENTAL STUDY OF THE CHARACTERISTICS OF THE TURBULENT FLOW IN THE FIRST ROWS OF TUBE BANKS”

This work presents an experimental study of the characteristics of the turbulent flow in the first rows of tube banks. The flow through three geometries of arrangements of tubes is studied: two tubes located side by side normal to the flow, a transversal row of tubes to the flow and banks of tubes of quadrangular configuration, with three different spacing ratio. The objective is to understand the random and transient behavior of the instabilities and phenomena that occur in the first rows of tube banks and that propagates to its interior.

The experimental results are obtained through measurements in a wind tunnel and the visualizations in a water canal. For the attainment of the velocity fields the hot wire anemometry technique is used and for the pressure measurements a piezo-resistive transducer is used. The experimental data are analyzed by statistical, spectral and wavelets tools. The visualizations are made through the technique of injection of dye directly in the flow.

The results show the presence of instabilities generated from the second row of the tube bank, that propagates to the interior of the bank, generating a behavior where the three orthogonal components of the flow are equally important. The three-dimensional behavior of the flow is responsible for a redistribution of mass inside of the bank of tubes that leads to velocity values and Strouhal numbers not expected for the studied geometry.

ÍNDICE

1.	INTRODUÇÃO	1
1.1.	Motivação	1
1.2.	Justificativa	2
1.3.	Objetivos	5
2.	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	6
2.1.	Escoamentos turbulentos	6
2.2.	Escoamentos sobre um único cilindro	7
2.3.	Escoamento sobre dois cilindros posicionados lado a lado em relação ao escoamento	9
2.4.	Escoamento sobre uma fileira de tubos	13
2.5.	Escoamento sobre bancos de tubos	15
2.6.	Mecanismos de vibração induzida por escoamentos	22
2.7.	Simulação numérica	24
2.8.	Visualização de escoamentos	26
3.	METODOLOGIA	28
3.1.	Ferramentas Matemáticas	28
3.1.1.	Análise de Fourier	28
3.1.2.	Análise de ondaletas	29
3.2.	Técnica experimental	34
3.2.1.	Canal aerodinâmico	34
3.2.2.	Canal de água	39
4.	RESULTADOS	47
4.1.	Dois tubos dispostos lado a lado	47
4.2.	Fileira de tubos	59
4.2.1.	Análise das medições de pressão	60
4.2.2.	Análise de velocidades	64
4.3.	Bancos de tubos	66
4.3.1.	Medições preliminares	66
4.3.2.	Evolução das velocidades	71
4.3.3.	Análise das pressões	75
4.3.4.	Espectros de flutuação de pressão	79

4.3.5. Identificação da troca no modo de escoamento	82
4.3.6. Visualizações	97
5. CONCLUSÕES	105
5.1. Sugestões para trabalhos futuros	109
6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	111
ANEXOS A -Análise de incertezas	117

LISTA DE SÍMBOLOS

A	função de aproximação	-
C	velocidade do som	m/s
C _e	velocidade reduzida do som	m/s
C _p	coeficiente de pressão	-
D	diâmetro	m
D	transformada discreta de ondaletas	-
e	base dos logaritmos naturais	-
f	freqüência	Hz
f _c	freqüência de corte	-
f _n	freqüência natural do tubo	Hz
f _s	freqüência de amostragem	Hz
j, a	coeficientes de escala	-
k, b	coeficientes de posição	-
P	distância entre centros dos tubos	m
P	pressão	Pa
P _{xx}	espectro de potência	[x(t) ²]/Hz
Re	número de Reynolds (UD/ν)	-
S	número de Strouhal (f _s D/U)	-
t	tempo	s
T	período	s
U	velocidade de referência	m/s
V	velocidade	m/s
W	transformada contínua de ondaletas	-
x	distância (genérica)	m
x	variável genérica	-
δ	espessura da camada limite	m
ν	viscosidade cinemática	m ² /s
σ	relação entre o volume ocupado pelos tubos e o volume do canal	-
Ψ	função ondaleta	-
ρ	massa específica	kg/m ³

ÍNDICE DE FIGURAS

Fig.	Legenda	Página
2.1	Diferentes modos de escoamento para a geometria de dois tubos lado a lado: (a) cilindros em contato, (b) relação P/D intermediária, (c) grande relação P/D.	10
2.2	Visualização de escoamentos usando modelos de caixa de areia. (a) escoamento sobre conjuntos de tubos, (b) interior de um gerador de vapor. (Wiemer, 1937).	16
3.1	Desenho esquemático do canal aerodinâmico.	35
3.2	Montagem do sistema de fixação e posicionamento do transdutor de pressão	36
3.3	Posicionamento das sondas para medição de velocidade no experimento com o arranjo de dois tubos lado a lado.	37
3.4	Esquema de montagem para uma fileira de tubos.	37
3.5	Detalhes do banco de tubos com razão de espaçamento de 1,26.	38
3.6	Banco de tubos posicionado no interior do túnel. Na foto, o escoamento ocorre da direita para a esquerda.	38
3.7	Detalhes construtivos do canal de água do Instituto de Pesquisas Hidráulicas	39
3.8	Montagem da seção de testes de acrílico dentro do canal (em vermelho)	40
3.9	Mapa de velocidades médias no interior da seção de testes a 50 mm da extremidade de montante. Valores de velocidade em (m/s).	41
3.10	Desenvolvimento do escoamento dentro da seção de testes no canal de água. (a) vista lateral, (b) vista superior, (c) aproximação sobre um banco de tubos.	43
3.11	Esquema dimensional da seção de testes para visualização no canal de água.	44
3.12	(a) Detalhe do tubo central, mostrando o posicionamento do espelho e (b) montagem do tubo de acrílico em um arranjo de uma fileira de tubos, vista do interior da seção de acrílico (vista de montante para jusante). A seta indica o ponto de injeção de tinta.	44
3.13	Detalhe da seção de testes de acrílico posicionada no interior do canal de água e do sistema de injeção de tinta por agulhas.	45
3.14	Visualização através do tubo de acrílico. O espelho reflete a imagem do tubo lateral, permitindo visualizar o interior do banco de tubos em seu plano vertical.	46
4.1	Posicionamento das sondas para a geometria de dois tubos lado a lado (vista de planta).	48
4.2	Velocidades instantâneas para a série número 1.	50

4.3	Visualização do escoamento sobre dois tubos posicionados lado a lado (a) mostrando a formação das esteiras larga e estreita e (b) o escoamento do filete de tinta injetado na fenda estreita entre os tubos, visto através do espelho.	50
4.4	Características das velocidades medidas na série 2: (a) velocidades instantâneas, (b) reconstrução do sinal para frequência de até 3,9 Hz.	51
4.5	Espectrogramas dos sinais de velocidade para a série 2: (a) V1, (b) V2	53
4.6	Densidade espectral de potência das flutuações de velocidade: (a) modo 1, (b) modo 2.	55
4.7	Características das velocidades medidas na série 3: (a) velocidades instantâneas, (b) reconstrução do sinal para frequência de até 0,48 Hz e 0,97 Hz.	56
4.8	Espectrogramas de velocidade da série 3: (a) V1, (b) V2.	57
4.9	Densidade espectral de potência dos sinais de velocidade relativa a série 3.	58
4.10	Posicionamento das sondas na esteira de dois tubos. (a) a curta distância, séries 1 e 2, (b) série 3.	59
4.11	Posicionamento das sondas na esteira de uma fileira de tubos: (a) duas sondas na esteira da fenda formada entre os tubos 3 e 4 e (b) duas sondas na esteira do tubo central.	59
4.12	Distribuição de coeficiente de pressão ao redor dos tubos de uma fileira. Numeração dos tubos conforme Fig.3.4.	61
4.13	Flutuação de pressão ar redor dos tubos de uma fileira. Numeração dos tubos conforme Fig.3.4.	61
4.14	Padrão de escoamento para uma fileira de tubos. Os círculos vermelhos são os pontos de máximo valor <i>rms</i> das flutuações de pressão.	62
4.15	Visualização do escoamento sobre uma fileira de tubos em canal de água. $Re=5,28 \times 10^4$. (a) 60 mm abaixo da parede superior da seção de testes, (b) 60 mm acima do fundo do canal.	62
4.16	Visualização do escoamento sobre uma fileira de tubos em canal de água. $Re=5,15 \times 10^4$. (a) 60 mm abaixo da parede superior da seção de testes, (b) 60 mm acima do fundo do canal.	63
4.17	Espectros de flutuação de pressão dentro da fenda formada entre os tubos 3 e 4.	64
4.18	Aproximação por ondaletas dos sinais de velocidade para o intervalo de frequência de 0 a 3,9 Hz (a) e correlação cruzada das velocidades (b) entre os tubos 3 e 4 para a posição $x = 40$ mm.	65
4.19	Aproximação por ondaletas dos sinais de velocidade para o intervalo de	

	freqüência de 0 a 3,9 Hz (a) e correlação cruzada das velocidades (b) entre os tubos 3 e 4 para a posição $x = 70$ mm.	65
4.20	Aproximação por ondaletas dos sinais de velocidade para o intervalo de freqüência de 0 a 3,9 Hz (a) e correlação cruzada das velocidades (b) atrás do tubo central para a posição $x = 40$ mm.	66
4.21	Aproximação por ondaletas dos sinais de velocidade para o intervalo de freqüência de 0 a 3,9 Hz (a) e correlação cruzada das velocidades (b) atrás do tubo central para a posição $x = 70$ mm.	66
4.22	Posicionamento das sondas dentro do banco de tubos com razão de espaçamento 1,26, atrás da terceira fileira.	67
4.23	Velocidades obtidas atrás do tubo central da terceira fileira do banco de tubos: (a) valores instantâneos, (b) reconstrução do sinal por transformada discreta de ondaletas (Indrusiak, 2004).	68
4.24	Detalhe dos primeiros 6 segundos dos sinais de velocidade apresentados na Fig. 4.21(b) (Indrusiak, 2004).	69
4.25	Espectogramas da parte transiente dos sinais (0-5 s) mostrados na Fig. 4.21: (a) V1, b) V2 (escala de energia arbitrária).	70
4.26	Esquema de posicionamento das sondas dentro dos bancos para medir a evolução das velocidades (vista em planta). Os pontos de medição estão assinalados em vermelhos.	71
4.27	Evolução da velocidade média (a) e intensidade de turbulência (b) dentro do banco de tubos. $P/D=1,26$, Posição superior, $Re = 8,6 \times 10^4$.	72
4.28	Evolução da velocidade média (a) e intensidade de turbulência (b) dentro do banco de tubos. $P/D=1,26$, Posição intermediária, $Re = 8,6 \times 10^4$.	72
4.29	Evolução da velocidade média (a) e intensidade de turbulência (b) dentro do banco de tubos. $P/D=1,26$, Posição inferior, $Re = 8,6 \times 10^4$.	73
4.30	Evolução da velocidade média (a) e intensidade de turbulência (b) dentro do banco de tubos. $P/D=1,4$, Posição superior, $Re = 7,3 \times 10^4$.	73
4.31	Evolução da velocidade média (a) e intensidade de turbulência (b) dentro do banco de tubos. $P/D=1,4$, Posição inferior, $Re = 7,3 \times 10^4$.	73
4.32	Evolução da velocidade média (a) e intensidade de turbulência (b) dentro do banco de tubos. $P/D=1,6$, Posição superior, $Re = 7,7 \times 10^4$.	74
4.33	Evolução da velocidade média (a) e intensidade de turbulência (b) dentro do banco de tubos. $P/D=1,6$, Posição intermediária, $Re = 7,7 \times 10^4$.	74

4.34	Evolução da velocidade média (a) e intensidade de turbulência (b) dentro do banco de tubos. $P/D=1,6$, Posição inferior, $Re = 7,7 \times 10^4$.	74
4.35	Distribuição dos coeficientes de pressão. $P/D=1,26$, $Re= 8,4 \times 10^4$.	76
4.36	Distribuição das flutuações de pressão. $P/D=1,26$, $Re= 8,4 \times 10^4$.	76
4.37	Distribuição dos coeficientes de pressão. $P/D=1,4$, $Re=7,2 \times 10^4$.	77
4.38	Distribuição das flutuações de pressão. $P/D=1,4$, $Re= 7,2 \times 10^4$.	77
4.39	Distribuição dos coeficientes de pressão. $P/D=1,6$, $Re=7,2 \times 10^4$.	78
4.40	Distribuição das flutuações de pressão. $P/D=1,6$, $Re=7,2 \times 10^4$.	78
4.41	Densidade espectral de potência das flutuações de pressão para as quatro primeiras fileiras de um banco de tubos com $P/D=1,26$.	80
4.42	Densidade espectral de potência das flutuações de pressão para as quatro primeiras fileiras de um banco de tubos com $P/D=1,4$.	80
4.43	Densidade espectral de potência das flutuações de pressão para as quatro primeiras fileiras de um banco de tubos com $P/D=1,6$.	81
4.44	Velocidade e ângulo de incidência medidos atrás do tubo central da terceira fileira de um banco de tubos com $P/D=1,26$.	83
4.45	Detalhe entre 3 e 5s do sinal mostrado na Fig. 4.42.	83
4.46	Decomposição do sinal de velocidade da Fig. 4.43 em bandas de frequência utilizando a transformada discreta de ondaletas	84
4.47	Decomposição do ângulo da velocidade da Fig. 4.43 em bandas de frequência utilizando a transformada discreta de ondaletas.	85
4.48	Espectrograma da velocidade no intervalo entre 3 e 5 s para o sinal da Fig. 4.42 (escala de energia arbitrária).	86
4.49	Espectrograma do ângulo de incidência da velocidade no intervalo entre 3 e 5 s para o sinal da Fig. 4.42 (escala de energia arbitrária).	87
4.50	Velocidade e ângulo para um transiente de partida. $P/D = 1,26$, $Re=8,4 \times 10^4$.	88
4.51	Decomposição do sinal de velocidade correspondente a Fig. 4.48 em bandas de frequências.	89
4.52	Decomposição do ângulo da velocidade correspondente a Fig. 4.48 em bandas de frequências.	90
4.53	Velocidade e ângulo de incidência na esteira da terceira fileira do banco de tubos com $P/D = 1,4$. $Re = 7,4 \times 10^4$.	91
4.54	Decomposição do sinal de velocidade correspondente a Fig. 4.53 em bandas de frequências.	92

4.55	Decomposição do ângulo de incidência da velocidade correspondente a Fig. 4.53 em bandas de frequências.	93
4.56	Velocidade e ângulo de incidência medidos atrás da segunda fileira do banco de tubos com $P/D=1,6$, $Re = 7,4 \times 10^4$.	94
4.57	Decomposição do sinal de velocidade da Fig.4.56.	95
4.58	Decomposição do ângulo de incidência da Fig.4.56.	96
4.59	Espectrograma de parte do sinal de velocidade da Fig.4.56.	97
4.60	Visualização do escoamento sobre duas fileiras de tubos (ensaio 1). $Re = 4,16 \times 10^4$. a) injeção a 60 mm da parede superior, b) injeção a 60 mm do fundo.	98
4.61	Visualização do escoamento sobre duas fileiras de tubos (ensaio 2). $Re = 5,09 \times 10^4$. a) injeção a 60 mm da parede superior, b) injeção a 60 mm do fundo.	99
4.62	Visualização do escoamento sobre três fileiras de tubos (ensaio 1). $Re = 4,09 \times 10^4$. a) injeção a 60 mm da parede superior, b) injeção a 60 mm do fundo.	99
4.63	Visualização do escoamento sobre três fileiras de tubos (ensaio 2). $Re = 4,03 \times 10^4$. a) injeção a 60 mm da parede superior, b) injeção a 60 mm do fundo.	100
4.64	Visualização do escoamento sobre quatro fileiras de tubos (ensaio 2). $Re = 4,00 \times 10^4$. a) injeção a 60 mm da parede superior, b) injeção a 60 mm do fundo.	100
4.65	Visualização do escoamento sobre quatro fileiras de tubos (ensaio 2). $Re = 3,98 \times 10^4$. a) injeção a 60 mm da parede superior, b) injeção a 60 mm do fundo.	101
4.66	Visualização do escoamento sobre o banco de tubos completo (ensaio 1). $Re = 3,07 \times 10^4$. a) injeção a 60 mm da parede superior, b) injeção a 60 mm do fundo, c) detalhe visto através do espelho, d) vista lateral.	102
4.67	Visualização do escoamento sobre o banco de tubos completo (ensaio 2). $Re = 3,18 \times 10^4$. a) injeção próxima a parede superior, b) injeção próxima do fundo, c)visualização através do espelho do tubo central.	103
4.68	Visualização do escoamento sobre o banco de tubos completo (ensaio 3). $Re = 3,75 \times 10^4$. a) injeção a 60 mm da parede superior, b) injeção a 60 mm do fundo, c)visualização através do espelho do tubo central.	104

1. INTRODUÇÃO

1.1. Motivação

O escoamento de fluidos sobre conjuntos de cilindros está presente em muitas aplicações de engenharia. Dentre os casos mais comuns podem ser citados: tubos de trocadores de calor, plataformas *offshore*, torres e linhas de transmissão de potência, grupos de chaminés, estacas de píeres e pontes, equipamentos de usinas nucleares, etc.

Para o caso de troca de calor entre fluidos em processos industriais, o equipamento mais utilizado é o trocador de calor do tipo casco e tubos. A escolha recai sobre essa classe de equipamentos em função de suas facilidades construtivas, robustez operacional, versatilidade, segurança, possibilidade de construção em uma gama muito grande de modelos e tamanhos e a capacidade de atender a grande faixa de variáveis de processo.

Dois tipos distintos de escoamento ocorrem em trocadores de calor do tipo casco e tubos: internamente aos tubos, onde as características de perda de carga e coeficientes de transmissão de calor já possuem modelagem analítica e numérica bem desenvolvidas e capazes de reproduzir com bastante precisão os fenômenos físicos; e externamente aos tubos, que se enquadra no tipo de escoamento sobre arranjos de múltiplos cilindros. Esse escoamento é extremamente complexo e irregular. Em geral, é direcionado pela ação de placas defletoras, responsáveis pelo escoamento cruzado, pelo aumento do tempo de residência e da intensidade de turbulência e, conseqüentemente, pelo aumento da taxa de troca térmica. As placas defletoras têm ainda, uma importante função estrutural, pois atuam como suportes intermediários para os tubos, aumentando sua rigidez e alterando seus modos de vibração natural. Sua modelagem analítica é ainda incompleta e muito dependente de resultados experimentais. A modelagem numérica, apesar de muito promissora, ainda esbarra nas dificuldades para a modelagem de escoamentos turbulentos, principalmente para as geometria complexas, como os conjuntos de tubos.

O aumento da velocidade de escoamento do fluido, juntamente com a diminuição no espaçamento entre os tubos, proporciona melhora no processo de transmissão de calor, permitindo a redução do tamanho do equipamento, com conseqüente redução dos custos de materiais e mão-de-obra empregados. A troca de calor também é influenciada pela presença da

subcamada viscosa adjacente à parede do tubo, que apresenta características de escoamento laminar, onde não há movimento normal ao escoamento principal. Não havendo uma mistura eficiente do fluido, a troca de calor se processa apenas por condução. Assim, é importante que o aumento do fluxo de escoamento seja capaz de atuar na redução da resistência da subcamada viscosa, pois, do contrário, apenas haverá o aumento na energia necessária para movimentar o fluido, causando um maior custo operacional, sem atuar diretamente na elevação do coeficiente de troca térmica.

O escoamento de um fluido sobre estruturas sólidas está associado ao aparecimento de cargas dinâmicas causadoras de vibrações, que, em geral, são amplificadas com o aumento da velocidade do fluido. Os escoamentos sobre arranjos de cilindros distinguem-se fenomenologicamente em função da disposição dos tubos. Arranjos com grandes distâncias entre os tubos desenvolvem cargas dinâmicas associadas com o processo de geração e desprendimento de vórtices em frequências definidas. Nos arranjos com pequenas distâncias, o escoamento é caracterizado por um amplo espectro de energia sem uma frequência definida, que está relacionado com as flutuações de pressão e periodicidades geradas principalmente nas primeiras fileiras de cilindros sujeitas ao escoamento.

Além disso, trocadores de calor apresentam cada vez mais a exigência de trabalhar com temperaturas elevadas, baixas quedas de pressão e altas taxas de transferência de calor (Groover e Weaver, 1978). Segundo Pettigrew (1997), as tentativas de melhorar os processos de transmissão de calor causam aumento nas cargas dinâmicas que podem produzir vibrações nas estruturas, levando, geralmente, a fissuras por fadiga e danos por desgaste causado pela fricção dos componentes.

Bancos de tubos são uma forma de simplificação usual para análise do escoamento externo do fluido e da transferência de calor no estudo de trocadores casco e tubos, onde um fluido é forçado transversalmente sobre os tubos. A generalização de grande quantidade de dados experimentais, através de estudos de similaridade e a melhoria constante das técnicas experimentais, nas últimas décadas, permitiu uma melhor compreensão dos fenômenos térmicos e hidrodinâmicos em bancos de tubos, levando a necessidade de um melhor conhecimento dos efeitos do escoamento sobre as paredes dos tubos.

Os estudos experimentais realizados nos últimos 60 anos têm tentado obter informações que levem ao conhecimento das características do escoamento através de arranjos de tubos. Contudo, ainda carecem de generalização para que se possam desenvolver guias de projeto capazes de atender a ampla gama de opções de geometrias disponíveis. Em geral, ficam limitados àquelas estudadas em laboratório, aplicando-se com muitas restrições a equipamentos

industriais em operação. Assim, o aprimoramento constante da tecnologia de projeto permite a otimização das condições de processo, melhorando a interação entre fluidos e superfícies sólidas, reduzindo custos e aumentando o grau de segurança do equipamento em operação.

1.2. Justificativa

Em 1993, Weaver afirmou que muita pesquisa na área de vibrações induzidas por escoamento em trocadores de calor fora realizada nos 40 anos anteriores àquela data. Apesar disso, ainda restavam muitas questões a serem respondidas, pois em geral a pesquisa era conduzida para problemas industriais específicos e não para entendimento de configurações genéricas. Além disso, trocadores de calor permitem o uso de inúmeras geometrias construtivas para escoamentos de líquidos, gases ou duas fases, gerando diferentes mecanismos de excitação e criando confusão e controvérsia na busca por critérios de projeto simples e universais.

Contudo, nos últimos anos, apesar dos novos avanços obtidos, de acordo com Weaver et al. (2000), a pesquisa experimental no campo de escoamentos sobre feixes tubulares ainda é muito necessária, a fim de melhorar o entendimento dos mecanismos de excitação, estabelecer guias de projeto mais confiáveis e fornecer dado de referência (*benchmark*) para avaliação dos códigos computacionais que vêm sendo desenvolvidos na atualidade. Hassan e Barsamian (2004) acrescentam que as previsões atuais de vibrações induzidas por escoamento em arranjos de trocadores de calor não são completamente confiáveis e os dados disponíveis ainda são incompletos

As perturbações geradas nas primeiras fileiras dos feixes tubulares geram instabilidades e fenômenos aleatórios que são transportadas para o seu interior. Nas fileiras mais internas, os pequenos vórtices presentes difundem-se rapidamente em turbulência de pequena escala e o escoamento torna-se completamente turbulento. Fenômenos gerados a montante ou nas primeiras fileiras são propagados para o interior, carregando consigo sua frequência característica de geração e combinando-se com a turbulência (Endres, 1997).

Segundo Ziada (2004), medições de pressão e velocidade tomadas além da quarta fileira, em feixes com muitas fileiras, podem não refletir todos os aspectos do desprendimento de vórtices. Em tais casos, a natureza de múltiplas frequências de desprendimento de vórtices e suas transformações em evento de uma frequência pode não ser identificada.

Guillaume et al. (1999) demonstraram que o escoamento sobre arranjos de dois, três ou quatro tubos, posicionados lado a lado, transversalmente à corrente principal, apresenta instabilidades e diferentes modos de escoamento. Zdravkovich (1977) e Le Gal et al. (1996), estudando experimentalmente o escoamento sobre uma fileira de tubos transversal, mostraram

que ocorrem conjuntos de jatos desviados na esteira que não seguem um padrão definido de ocorrência e nem apresentam estabilidade na sua geração.

Indrusiak (2004) estudou a aplicação das transformadas de ondaletas para a interpretação de escoamentos turbulentos. Durante a aquisição de séries de velocidades na esteira do tubo central da terceira fileira de um banco de tubos alinhados, com razão de espaçamento de 1,26, foi identificado um regime de escoamento não estacionário, diferente do esperado, que só foi revelado através da decomposição dos sinais em bandas de frequências. Esse escoamento não estacionário apresentou características semelhantes ao que ocorre na esteira do escoamento sobre certas geometrias de dois cilindros posicionados lado a lado, denominado biestável, onde dois regimes metaestáveis são estabelecidos, trocando aleatoriamente entre si. Assim, o presente trabalho foi desenvolvido no sentido de explorar geometrias de bancos de tubos empregadas em trocadores de calor, onde tal fenômeno poderia estar presente.

Conforme Ribeiro e Goldstein Jr (1985), os métodos básicos para cálculo das características de transferência de calor e perda de carga do escoamento do lado do casco em trocadores de calor casco e tubos encontrados na literatura aberta são os de Kern, Tinker e Bell-Delaware. Copetti (1989) apresenta uma revisão das principais características destes métodos e desenvolve uma metodologia de cálculo por partes baseada em Bell-Delaware.

O método de Tinker, apresentado em Fraas e Ozisik (1965), é desenvolvido para arranjos de tubos do tipo triangulares, quadrados e quadrados rodados para razões de espaçamento (relação entre a distância entre centros dos tubos mais próximos e o diâmetro dos tubos) de 1,25, 1,3, 1,4 e 1,5. O método apresentado por Kern (1982) sugere, para o caso de arranjos quadrados, o uso de razões de espaçamento de 1,333 e 1,25. O método Bell-Delaware (Perry e Chilton, 1980) é desenvolvido utilizando razões de espaçamento entre 1,25 e 1,333. Já a Associação Americana de Fabricantes de Trocadores de Calor (*Tubular Exchanger Manufacturers Association*) recomenda que a menor razão de espaçamento seja de 1,25 vezes o diâmetro externo dos tubos e sugere diversas combinações de espaçamentos e diâmetros de tubos com valores entre 1,25 e 1,5 (TEMA Standards, 1988).

Desta forma, para o presente trabalho, foram adotados razões de espaçamento para os bancos de tubos de 1,26, 1,4 e 1,6.

1.3. Objetivos

Para se entender o comportamento do escoamento através das primeiras fileiras de bancos de tubos e sua divergência em relação ao que ocorre após um número considerável de fileiras, os objetivos deste trabalho são:

- o estudo experimental das características do escoamento entre os tubos das primeiras fileiras através de medições dos campos médio e flutuante de pressão e de velocidade;
- a determinação dos fenômenos que lá ocorrem, suas causas e características como função da geometria do banco de tubos e do número de Reynolds;
- a descrição do escoamento utilizando funções estatísticas, espectrais e transformadas de ondaletas;
- a consolidação e interpretação dos resultados através de visualizações do escoamento.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Escoamentos incidindo sobre um único cilindro são a clássica primeira abordagem para estudos de interação fluido-estrutura (Blevins, 1990). Escoamentos sobre dois ou mais cilindros posicionados alinhados com a direção do escoamento ou transversais são também de grande interesse, pois apresentam uma abordagem simplificada dos fenômenos que podem ocorrer dentro de bancos de tubos. Bancos de tubos são representações simplificadas dos arranjos usados nos feixes tubulares de trocadores de calor, que permitem estudar, em laboratório, as principais características termo-hidráulicas e mecânicas do escoamento presente nos equipamentos industriais.

A revisão a seguir explora os escoamentos sobre arranjos de cilindros em ordem crescente de complexidade, desde o modelo mais simples, o escoamento sobre um único cilindro, freqüentemente usado como ponto de partida nos estudos de escoamento sobre corpos rombudos, até o escoamento sobre bancos de tubo, que é o objeto principal deste estudo.

2.1. Escoamentos turbulentos

De acordo com Lesieur (1997) um escoamento turbulento é aquele que é desordenado no tempo e no espaço. Já Hussain (1983) considera a turbulência um fenômeno de fundo aleatório com a sobreposição de estruturas coerentes.

O desenvolvimento da turbulência pode ser resumido, segundo Bradshaw (1978):

- a) crescimento de perturbações com flutuações periódicas de velocidade, pressão ou temperatura;
- b) desenvolvimento de instabilidades bidimensionais;
- c) estabelecimento da tridimensionalidade e de harmônicos de ordem mais alta;
- d) estabelecimento de um processo aleatório quando o campo vortical fica suficientemente complicado, levando à transferência de energia das maiores para as menores escalas do escoamento.

Tenekes e Lumley (1972) afirmam que não se pode definir turbulência com exatidão e propõem que um escoamento turbulento pode ser caracterizado por:

- a) irregularidade: o que torna uma análise determinística impossível, trabalhando-se, portanto, com métodos estatísticos;
- b) difusividade: que produz a mistura do fluido, aumenta transferência de calor e retarda o descolamento da camada limite;
- c) altos números de Reynolds: a turbulência surge normalmente por uma instabilidade do escoamento laminar, quando o número de Reynolds cresce;
- 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 a viscosidade transforma o movimento turbulento de pequenas escalas em calor;
- f) meio contínuo: a menor escala da turbulência é muito maior que a escala molecular;
- g) turbulência é uma característica do escoamento e não do fluido. Escoamentos turbulentos são escoamentos.

Escoamentos turbulentos são caracterizados por números de Reynolds muito altos, assim, é razoável esperar que qualquer descrição da turbulência funcione adequadamente à medida que esse número tende ao infinito. A esse critério, dá-se o nome de invariância assintótica e ele permite que se estabeleçam critérios como a similaridade via número de Reynolds.

Em um escoamento turbulento simples as características do escoamento em um dado ponto, ao longo do tempo, são controladas apenas pela região imediatamente à sua volta. As escalas de tempo e de comprimento vão variar ao longo do escoamento, do mesmo modo que as características do escoamento, de tal forma que, uma vez adimensionalizadas por essas escalas, essas características permanecerão inalteradas. A esse fato, dá-se o nome de invariância local ou autopreservação.

2.2. Escoamentos sobre um único cilindro

Um corpo rombudo é definido como sendo aquele que, quando é imerso em uma corrente de fluido, gera separação do escoamento em uma porção considerável de sua superfície (Meneghini, 2002). A ocorrência da separação causa a formação de duas camadas cisalhantes livres na região imediatamente posterior ao corpo. Essas duas camadas possuem vorticidade de sinal oposto e a interação entre elas representa a razão principal da formação e desprendimento de vórtices atrás do corpo. O efeito da geometria do corpo torna-se importante, principalmente devido à possibilidade de ocorrência de diferentes ângulos na linha de corrente que se separa da

parede do corpo. A magnitude desse ângulo é determinada pela natureza do processo de separação, o qual pode ocorrer em um canto vivo ou em uma superfície contínua, com o fluido sujeito a um gradiente adverso de pressão. Nesse último caso, a posição em que a separação ocorre é altamente dependente do número de Reynolds (Re). Outro fator importante na formação e desprendimento de vórtices é a largura transversal da esteira, pois ela atua diretamente na comunicação entre as duas camadas cisalhantes. Uma maior distância entre as camadas de cisalhamento implica em uma menor frequência de desprendimento de vórtices.

Os escoamentos sobre cilindros circulares enquadram-se no caso de superfícies contínuas com gradiente adverso de pressão. Seus modos de desprendimento de vórtices podem ser classificados em função dos números de Reynolds, definido por:

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

sendo U a velocidade da corrente livre, D o diâmetro do cilindro e ν a viscosidade cinemática do fluido.

Os modos de desprendimento de vórtices são assim classificados, conforme Blevins (1990):

- Para valores de $\text{Re} < 5$ o escoamento segue o contorno do cilindro. Nessas condições, o escoamento não apresenta descolamento da camada limite e é conhecido como escoamento reptante (*creeping flow*);
- Para números de Reynolds entre 5 e 45 inicia-se a separação a jusante do corpo, formando um par simétrico de vórtices estacionários (vórtices de Föppl), que crescem com o aumento do número de Reynolds, podendo atingir uma distância de até 3 vezes o diâmetro do cilindro na direção do escoamento principal;
- Na faixa entre $45 < \text{Re} < 150$, instabilidades das camadas cisalhantes causam o início da oscilação da esteira e há formação de uma esteira periódica laminar de vórtices desencontrados e de sinal de vorticidade opostos (*vortex street*);
- Para números de Reynolds entre 150 e 300 os vórtices que se desprendem do cilindro tornam-se turbulentos, embora a camada limite sobre o cilindro ainda permaneça laminar;
- Entre $300 < \text{Re} < 1,5 \times 10^5$ acontece o regime denominado subcrítico. Nessa faixa, as camadas limites laminar se separam aproximadamente a 80 graus em relação ao ponto de estagnação de montante e o desprendimento de vórtices é periódico. A camada limite não

descolada ainda é laminar. A transição para a turbulência ocorre antes da formação dos vórtices.

- A faixa de transição ocorre para números de Reynolds entre $1,5 \times 10^5$ e $3,5 \times 10^6$. Nela a camada limite do cilindro torna-se turbulenta e os pontos de separação movem-se para 140 graus. Nessa faixa, o ponto de transição à turbulência se aproxima muito do ponto de descolamento laminar que ainda o precede. As camadas cisalhantes tendem a colar novamente ao corpo formando uma bolha de separação-recolamento, que ocorre, respectivamente, para os ângulos 80° - 100° e 120° - 140° .
- No regime supercrítico, para números de Reynolds maiores do que $3,5 \times 10^6$, o desprendimento de vórtices regular é restabelecido com uma camada limite turbulenta no cilindro. Como a camada limite turbulenta resiste mais ao gradiente adverso de pressão, a separação passa a ocorrer a cerca de 100° ~ 110° .

Em geral, as freqüências de desprendimento dos vórtices em cilindros são adimensionalizadas na forma de número de Strouhal :

$$S = \frac{f_s D}{U} \quad (2.2)$$

onde f_s é a freqüência de desprendimento de vórtices.

A freqüência de desprendimento de vórtices ocorre para valores muito baixos de número de Strouhal (menores do que 0,1) até o início do regime subcrítico, onde adquire um valor aproximadamente constante ao redor de 0,21, que persiste por todo o regime. No regime crítico, devido à quebra da estabilidade na geração de vórtices, o número de Strouhal pode crescer para valores na faixa de 0,4~0,5, para o caso de cilindros lisos, ou crescer lentamente até valores na faixa de 0,3 para cilindros rugosos. No regime supercrítico, o número de Strouhal volta a ser independente da rugosidade e tende para um valor de 0,3.

2.3. Escoamento sobre dois cilindros posicionados lado a lado em relação ao escoamento

Alam et al. (2003) estudaram o escoamento sobre dois cilindros de igual diâmetro (D) posicionados lado a lado transversalmente à direção do escoamento e verificaram que a esteira apresenta diferentes modos de escoamento, dependendo da distância entre os centros dos cilindros (P) (Fig.2.1). O estudo foi feito para um número de Reynolds de $5,5 \times 10^4$, onde, segundo eles, as forças agindo sobre os corpos são insensíveis à variação do número de Reynolds (Regime subcrítico).

Para cilindros em contato ($P/D = 1$) ocorre um comportamento de corpo rombudo com uma frequência de desprendimento menor do que a de um único cilindro, o que é consequência do aumento do espaçamento das camadas livres de cisalhamento (Fig. 2.1(a)).

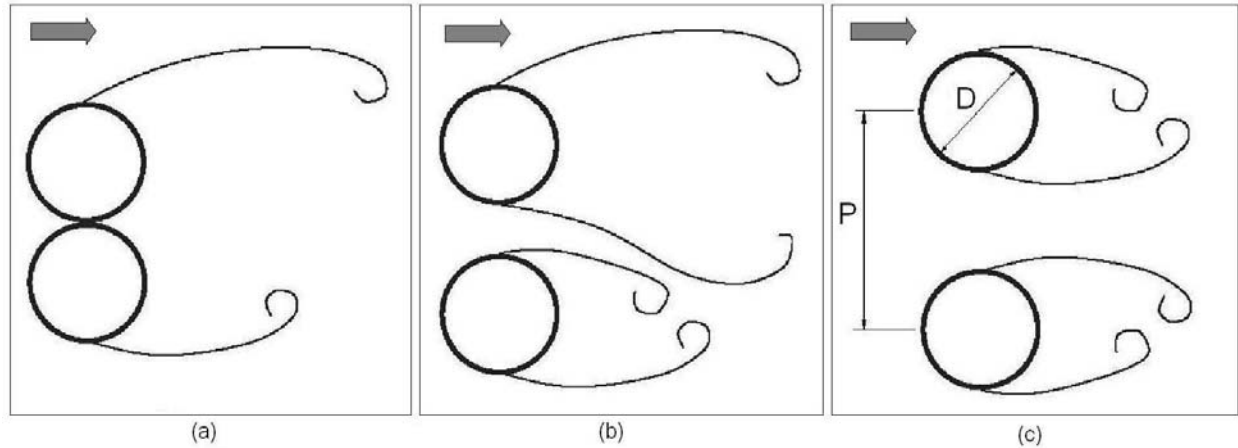


Figura 2.1 - Diferentes modos de escoamento para a geometria de dois tubos lado a lado: (a) cilindros em contato, (b) relação P/D intermediária, (c) grande relação P/D .

Para pequenos espaçamentos ($1,0 < P/D < 1,2$) o comportamento de corpo rombudo ainda é mantido, contudo a alta quantidade de movimento do fluido que escoava através da fenda formada entre os tubos, aumenta a pressão à jusante dos tubos, reduzindo o arrasto em ambos os cilindros. A frequência de desprendimento, contudo, tende a permanecer aquela observada para $P/D = 1$, com uma esteira de vórtices simples, com desprendimento ocorrendo somente nas camadas de cisalhamento externas. Três padrões podem ser observados: o primeiro, com uma esteira próxima simétrica, formando uma esteira de vórtices e um escoamento de fenda orientado paralelamente ao eixo do escoamento; o segundo, que tem o escoamento da fenda desviado, embora uma esteira de vórtices simples ainda seja visualizada (este é o padrão mais comum); e o terceiro, que apresenta um escoamento não significativo dentro da fenda.

Para grandes espaçamentos ($P/D > 2,2$) (Fig. 2.1(c)) o escoamento acontece na direção da corrente principal e se comporta como sobre dois corpos rombudos isolados. Contudo, a esteira apresenta alguma interação ou sincronização, em geral, na forma de vórtices em oposição de fase.

Para espaçamentos intermediários ($1,2 < P/D < 2,0$) (Fig.2.1(b)) o escoamento é caracterizado pela formação de uma esteira estreita atrás de um tubo e uma esteira larga atrás do outro. Essas esteiras dão origem a duas frequências dominantes de desprendimento de vórtices - a mais alta associada à esteira estreita e a mais baixa associada à esteira larga. O escoamento dentro da fenda sofre um desvio na direção da esteira mais estreita. Em alguns casos, o padrão de

escoamento desviado muda intermitentemente, sendo direcionado ora na direção de um cilindro, ora na direção do outro. Esse padrão, chamado na literatura técnica de biestável (*bistable*), é independente do número de Reynolds. A característica biestável não tem sido associada a desalinhamentos dos cilindros ou outras influências externas, mas sim, considerada uma propriedade intrínseca do escoamento. Peschard e Le Gal (1996) sugeriram que o comportamento biestável pode ser causado por perturbações turbulentas na entrada do escoamento.

Segundo Kim e Durbim (1988), a transição entre os dois estados assimétricos é inteiramente randômica e não tem período natural. O tempo médio entre transições é da ordem de 10^3 vezes maior do que o período de desprendimento de vórtices. Estudando os intervalos de tempo médios não dimensionais entre as trocas, os autores observaram que o tempo diminui com o aumento do número de Reynolds. Isso concorda também com Williamson (1985), que encontrou que o escoamento médio não sofre trocas para $Re = 200$. Como os números de Strouhal são relativamente independentes do número de Reynolds, concluíram que não há correlação entre o desprendimento de vórtices e a característica biestável.

Guillaume et al., (1999) classificaram o regime biestável em diversos comportamentos:

- Quase estável, onde as mudanças no modo de escoamento não variam com o tempo. Uma grande perturbação no escoamento pode causar a troca nos valores médios das esteiras, mas os valores permanecem até que outra perturbação seja aplicada.
- Troca (*flopping*) espontânea, quando os valores médios do escoamento alternam ao longo do tempo entre os dois modos de escoamento, mesmo que nenhuma perturbação seja aplicada.
- Troca forçada, quando, a partir de uma perturbação imposta a esteira apresenta a flutuação, tal qual o regime de troca espontânea.

Os autores também acrescentaram que o padrão de flutuação da esteira é dependente dos suportes dos tubos, da geometria do túnel utilizado e de interferências a jusante (suportes das sondas).

Zdravkovich (1977) estudou a geometria de dois tubos lado a lado e encontrou que, associado às esteiras, aparecem dois diferentes coeficientes de arrasto e a pressão de base¹ flutua entre dois valores extremos. Segundo ele, outra característica do escoamento desviado é que existe uma força resultante atuando perpendicularmente à corrente livre, à qual associou a uma força de sustentação. A força de arrasto que atua sobre os cilindros é diferente para cada um, em função das diferentes esteiras e pressões de base. Também foi verificado que a soma das duas diferentes forças de arrasto biestável é sempre menor do que duas vezes a de um cilindro único.

¹ Pressão medida no cilindro a 180° em relação ao ponto de estagnação de montante.

Williamson (1985) acrescentou que, o cilindro que apresenta a esteira com mais alta frequência (esteira estreita), tem menor pressão de base e, conseqüentemente, sofre uma maior força de arrasto em relação ao cilindro com esteira larga. Também analisou a estrutura da esteira próxima, caracterizando-a como confusa para esse regime assimétrico de escoamento. As visualizações apresentadas demonstram que os vórtices desprendidos internamente à fenda são espremidos e amalgamados pelos vórtices externos, tal que, a uma certa distância, só são percebidos os vórtices desprendidos pelas superfícies externas dos tubos.

Sumner et al. (1999) estudaram os campos de escoamento para dois e três cilindros posicionados lado a lado em relação ao escoamento para razões de espaçamentos entre 1 e 6 e números de Reynolds variando entre 500 e 3000. Eles não encontraram a presença do fenômeno biestável e, durante cada experimento, o escoamento permanecia desviado sempre na direção do mesmo cilindro. O padrão de organização do escoamento encontrado foi apenas sincronização em oposição de fase dos processos de desprendimento de vórtices. Dentro da faixa de escoamento desviado, dois picos de frequência foram detectados no espectro. A razão do não aparecimento do comportamento bi-estável no escoamento desviado foi atribuída à combinação dos efeitos do pequeno grau de desalinhamento dos cilindros e de efeitos experimentais, como os causados pelas razões de aspecto e bloqueio utilizadas.

Zhou et al. (2002) estudaram a esteira turbulenta de dois tubos posicionados lado a lado, em termos de campo de velocidade e temperatura. Realizaram experimentos com arranjos de $P/D = 1,5$ e $3,0$ e compararam com características da esteira de um único tubo. Na análise espectral, encontraram apenas um pico na frequência relativa ao número de Strouhal igual a $0,11$ para $P/D = 1,5$, e em $S = 0,21$ para $P/D = 3,0$ e para um cilindro isolado. A medição falhou para detectar duas diferentes frequências conforme previamente reportado pelos outros autores, pois, segundo eles, a geração de vórtices a partir das camadas de cisalhamento internas à fenda entre os dois cilindros é essencial para a formação de duas esteiras de vórtices. Uma fenda muito estreita pode inibir a geração dos vórtices internos e assim os dois cilindros comportam-se como uma simples estrutura gerando uma única esteira de vórtices.

Alam et al. (2003) investigaram experimentalmente o escoamento sobre dois cilindros colocados lado a lado na faixa de número de Reynolds de $5,5 \times 10^4$. Encontraram, para um espaçamento intermediário ($P/D = 1,2$ a $2,2$), o regime de escoamento desviado biestável e estudaram as características de forças estacionárias e flutuantes. Com relação aos coeficientes de arrasto, encontraram, para P/D variando entre 1 e $2,5$, dois valores diferentes de coeficiente de força de arrasto e, para $P/D > 4$, coeficientes de arrasto que comportam-se como em um cilindro isolado. Concluíram que a diminuição na largura da esteira corresponde a um aumento no

coeficiente de arrasto, ao contrário do caso de um cilindro isolado. Esse aumento no coeficiente de arrasto, segundo eles, está associado ao aumento da velocidade na esteira, principalmente pela contribuição da velocidade alta dentro da fenda.

Para os coeficientes de sustentação, na faixa de $P/D = 1,1$ a $2,5$, encontraram dois valores diferentes, sempre gerando forças repulsivas. Assim, concluíram que a esteira estreita causa maior arrasto e menor sustentação, enquanto a esteira larga causa menor arrasto e maior sustentação. Para espaçamento de $P/D = 1,1$, encontraram que o cilindro com esteira estreita tem um coeficiente de sustentação no sentido atrativo.

Alam et al. (2003) também demonstraram, usando transformada de ondaletas, o espectro de energia dos sinais de velocidade para dois tubos com $P/D = 1,7$, concluindo que, quando a inclinação do escoamento dentro da fenda muda de lado, há um escoamento intermediário de curta duração alinhado com o escoamento principal. O número de Strouhal desse modo é praticamente o mesmo de um tubo isolado.

Ribeiro et al. (2004), usando simulação numérica direta, para números de Reynolds entre 50 e 300 e razão de espaçamento $T/D = 2$, encontraram que o jato central é defletido de um lado para o outro, podendo estabelecer uma posição, para depois retornar ao seu comportamento aleatório.

Alam e Sakamoto (2005) investigaram experimentalmente as frequências de desprendimento de vórtices em arranjos de dois tubos com diferentes ângulos de posicionamento em relação à direção principal do escoamento e também encontraram a presença do fenômeno biestável em diferentes razões de espaçamento e ângulos de posicionamento.

Akbari e Price (2005) apresentaram simulações numéricas do escoamento sobre um par de cilindros circulares em diferentes configurações de tubos desalinhados em regime de escoamento subcrítico de número de Reynolds de 800. Encontraram cinco padrões de escoamento distintos, contudo, não identificaram a presença do fenômeno biestável.

2.4. Escoamento sobre uma fileira de tubos

Zdravkovich e Stonebanks (2000) estudaram a esteira atrás de uma fileira de tubos sujeita a um escoamento normal e concluíram que é formada por células de jatos coalescidos que subitamente podem mudar de padrão. Esse estado, que definiram como metaestável, pode ser devido ao rearranjo dos padrões de células da fileira e é fortemente vinculado ao número de tubos da fileira e o espaçamento entre eles.

Os diagramas de flutuação de pressão para dois tubos adjacentes a uma mesma passagem estreita são bastante assimétricos e não uniformes. A não uniformidade verifica-se, também, para os valores mínimos do coeficiente de flutuação de pressão, que não ocorrem na mesma posição angular em todos os tubos. Quanto a picos nos espectros de flutuação de pressão, com razão de espaçamento $P/D = 1,2$ nada é percebido, mas, para $P/D = 1,5$, já é possível detectar uma concentração de energia, referente ao número de Strouhal 0,4. A existência de uma segunda linha de tubos diminuiu as descontinuidades encontradas nos diagramas de flutuação de pressão da primeira linha, transferindo-as para a segunda. Os autores concluíram então que, para duas fileiras o escoamento da fenda desviado desaparece na primeira fileira e é restabelecido após a segunda fileira, argüindo que poderia ser um comportamento típico de escoamentos da última fileira de um banco.

Le Gal et al. (1996) observaram um comportamento não estacionário do escoamento através de uma fileira de tubos, onde podem estar presentes várias larguras de esteira e, conseqüentemente, vários números de Strouhal diferentes podem ocorrer. Quando a distância entre os eixos dos cilindros é maior do que duas vezes o diâmetro destes cilindros, encontraram desprendimentos de vórtices idênticos e em oposição de fase. Ao contrário, quando esta distância é menor do que dois diâmetros, os jatos entre os tubos são desviados e a esteira funde-se para formar conjuntos. O tamanho das células de escoamento desviado depende grandemente das condições iniciais. Se a velocidade de escoamento é variada rapidamente a partir do repouso, vários padrões podem ser atingidos, podendo ainda aparecer zonas de oscilação na esteira. Portanto, recomendam que os projetistas fiquem atentos para toda a faixa de Strouhal e não apenas um conjunto de valores. Também recomendam que deve ser dada atenção especial ao fato de que a troca entre dois estados metaestáveis pode tornar-se um mecanismo de excitação dos tubos.

Conforme Guillaume et al. (1999), que estudaram o escoamento sobre uma fileira de três e quatro tubos, na esteira mais distante pode haver três freqüências de desprendimento predominantes, uma baixa, associada à esteira larga, uma alta devida à esteira estreita e uma terceira, mais alta ainda, devida à interação das duas. Também encontraram que o padrão de flutuação da esteira é dependente dos suportes dos tubos, da geometria do túnel e da interferência a jusante (suporte das sondas). Seus espectros de velocidade demonstram a existência de dois picos de freqüência. Mais próximo dos tubos ($x/D = 2$, onde x é a distância da linha de centro dos tubos até a posição da sonda na direção do escoamento), os picos estão a $S = 0,354$ e $0,344$ para velocidades de 5,2 e 10 m/s, respectivamente, que estão relacionados com a esteira mais

estreita. Para distâncias maiores, os picos se concentram em $S = 0,110$ e $0,114$ e estão relacionados com a esteira mais larga.

Zdravkovich (1997) discute, através da análise de diversos trabalhos de pesquisa sobre escoamentos em uma fileira de corpos rombudos, a existência de não uniformidades nos jatos que emergem das fendas entre os corpos e a formação de células de escoamento desviado na esteira. Desse estudo, concluiu que os jatos bidimensionais atrás de qualquer tipo de grade são intrinsecamente instáveis, quando a razão de espaçamento é menor do que 2 e inclinam-se para fundirem-se com os jatos adjacentes. Como consequência, os jatos desviados induzem uma componente de força aerodinâmica na direção transversal ao escoamento, que não seria esperada para o caso de um escoamento uniforme através das fendas entre os corpos.

2.5. Escoamento sobre bancos de tubos

Dentre os primeiros estudos de distribuição de escoamento e perda de carga em bancos de tubos de trocadores de calor e geradores de vapor, aparecem os trabalhos de Grimison (1937) e a tese de doutorado de P. Wiemer, (1937). Grimison publicou um resumo de diversos resultados experimentais de transferência de calor e perda de carga em trocadores de calor com diversas razões de espaçamento, na forma de diagramas. Além de medições de perda de carga, Wiemer fez um interessante estudo de visualização de escoamento usando modelos de caixa de areia de trocadores de calor e geradores de vapor (Fig. 2.2). Apesar do grande tempo decorrido desde os pioneiros trabalhos de Grimison e Wiemer e de todos os esforços dedicados desde então por diversos pesquisadores a respeito dos vários aspectos do escoamento através de bancos de tubos, a necessidade de aprofundar o entendimento da física da interação fluido estrutura, incluindo o escoamento turbulento cruzado através de feixes de tubos, ainda permanece (Borsoi, 2001).

Weaver (1993) apresenta uma abrangente revisão histórica do estudo dos problemas de vibração induzida por escoamentos em feixes de tubos de trocadores de calor. Inicialmente, o problema era associado exclusivamente ao desprendimento de vórtices, mas, com a evolução dos estudos, descobriu-se que também pode estar associado às flutuações de pressão presentes no próprio escoamento turbulento incidente.

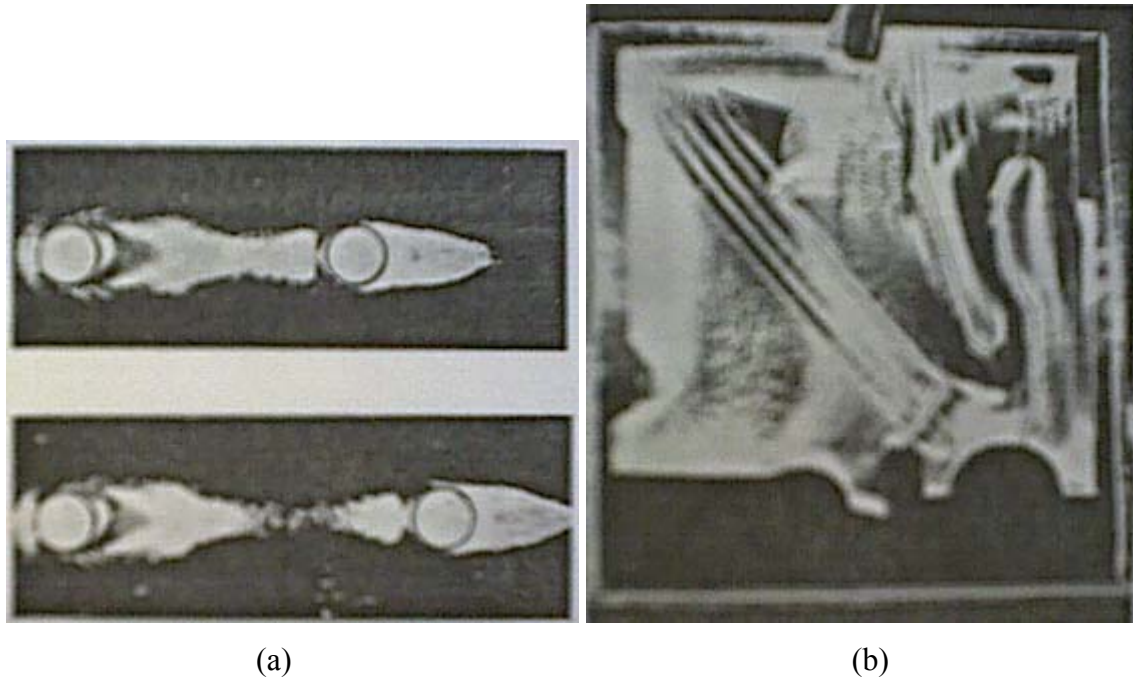


Figura 2.2 - Visualização de escoamentos usando modelos de caixa de areia. (a) escoamento sobre conjuntos de tubos, (b) interior de um gerador de vapor. (Wiemer, 1937)

No início dos anos 80, a abordagem de projeto era tratar o martelamento turbulento e o desprendimento de vórtices (ou vorticidade) como mecanismos separados de excitação. Os primeiros eram tratados como problema de vibração forçada aleatória (randômica), usando o espectro de potência da excitação medida. Já o desprendimento de vórtices era tratado como um problema de ressonância. Assim, era assumido que vibração nos tubos ou ressonância acústica dependiam da coincidência da frequência de desprendimento de vórtices com a frequência natural dos tubos ou da cavidade acústica e previam a ressonância dependendo do conhecimento do número de Strouhal.

Para se obter os números de Strouhal apropriados, foram desenvolvidas diversas equações, como as fórmulas empíricas de Zukauskas e Katinas (1991) e mapas de números de Strouhal, como os de Fitz-Hugh (Blevins, 1990) e Ziada (2004). Chen (1984) apresenta diversos critérios para a determinação da velocidade crítica para os arranjos de tubos mais utilizados. Em todos os estudos, múltiplos números de Strouhal são observados e dependem do padrão dos tubos, espaçamento, número de Reynolds e localização da medição.

Os mecanismos de excitação que causam vibração induzida por vórtices em feixes de tubos são classificados por Ziada (2004) em:

(a) geração e desprendimento de vórtices (*vortex shedding*): ocorre para valores fixos de frequências de desprendimento, em geral, dadas em termos de número de Strouhal, que é função da geometria do arranjo. Caso essa frequência coincida com a frequência natural de vibração dos

tubos, pode ocorrer ressonância. A ressonância nos tubos causada por desprendimento de vórtices é mais comum de ocorrer em trocadores de calor com escoamento de líquido no lado do casco.

(b) Ressonância acústica (*acoustic resonance*): é o processo de amplificação de ruídos de qualquer fonte gerados por cavidades do trocador de calor. Este ruído amplificado pode provocar vibrações prejudiciais, se houver coincidência com a frequência natural de vibração de algum elemento estrutural do sistema. Na maioria dos casos, a ressonância acústica está associada ao modo acústico normal ao eixo do tubo e a direção do escoamento.

(c) martelamento turbulento (*turbulent buffeting*): é uma excitação de banda larga, que ocorre devido às flutuações de pressão do escoamento turbulento que age sobre os contornos dos tubos, provocando forças aleatoriamente distribuídas que podem levá-los a vibrações excessivas. Caso a energia turbulenta tenha uma frequência próxima à natural dos tubos, o efeito é agravado. Embora a resposta dos tubos para a excitação turbulenta seja pequena e não cause danos de curto período, é a principal origem de desgaste por fricção de longo tempo nos suportes dos tubos.

(d) instabilidade fluido-elástica (*fluid elastic instability*): ocorre quando a velocidade do escoamento excede um determinado valor crítico e o movimento vibratório dos tubos passa a receber energia do escoamento, atingindo um padrão de vibração que não pode ser amortecida pelo próprio sistema. Este mecanismo de excitação é, inicialmente, devido ao acoplamento entre o movimento dos tubos e as forças devidas ao escoamento. Um deslocamento externo do tubo, devido à turbulência, altera o padrão de escoamento, resultando em uma alteração nas forças causadas pelo escoamento, a qual leva a um deslocamento adicional. Esse fenômeno pode ser dependente da amplitude do deslocamento, causando instabilidades controladas pela rigidez, ou dependente da velocidade, causando instabilidade de amortecimento negativo. Nos dois casos, quando a velocidade do escoamento excede um valor crítico, a amplitude de vibração cresce muito rapidamente. A vibração fluido-elástica provoca esforços e deslocamentos dos tubos causando desgastes ao longo dos perímetros, marcas dos choques e fadiga nos suportes. A determinação de sua ocorrência, através da obtenção de velocidades críticas do escoamento, é necessária, mas não suficiente, pois, antes disso, o martelamento turbulento pode já está ocorrendo, embora induzindo menores amplitudes de vibração. Instabilidade fluido-elástica distingue-se de outros mecanismos, pois desaparece na ausência de movimento do tubo. Além disso, vibrações do tubo e ressonância acústica ocorrem sobre uma certa faixa de velocidade de escoamento, todavia, instabilidades fluido-elásticas são disparadas abruptamente, quando a velocidade de escoamento excede um valor crítico.

Os problemas causados pelo martelamento turbulento decorrente de flutuações de pressão, desprendimento de vórtices e ressonância acústica podem demorar muito tempo para ocorrerem desde seu surgimento. Já para os causados por vibração fluido-elástica, a falha pode apresentar-se rapidamente, pois tubos podem se chocar devido às grandes amplitudes de deslocamento.

Silva (1993) estudou o campo de pressão e a perda de carga em bancos de tubos com arranjos quadrangulares e triangulares e concluiu que a perda de carga no interior dos bancos de tubos está associada principalmente ao processo de aceleração e desaceleração que ocorre na região das fendas estreitas.

Endres (1997) realizou uma extensa revisão da literatura disponível relacionada ao escoamento em bancos de tubos. A seguir são apresentados os principais pontos dessa revisão que se relacionam diretamente ao presente trabalho:

(a) Quanto às características do escoamento

- Ao redor de um tubo de um banco, o escoamento é fortemente influenciado pelos tubos vizinhos. Em uma passagem estreita entre tubos de uma linha transversal, o gradiente de pressão varia bastante, causando correspondente variação na distribuição de velocidades e nas características gerais do escoamento a jusante desta posição. Assim, as características do escoamento que atravessa um banco de tubos são dependentes da geometria do arranjo, da posição estudada, do número de Reynolds e das características do escoamento de aproximação.
- Valores muito baixos de número de Reynolds caracterizam os escoamentos em que o efeito viscoso é predominante, onde se observam estruturas de grande escala nas esteiras. Os efeitos destas estruturas sobre a parte frontal dos tubos subsequentes são praticamente eliminados pelos efeitos viscosos e gradientes de pressão negativos. O aumento do número de Reynolds induz o estabelecimento da turbulência e a elevação de sua intensidade no escoamento no interior do banco de tubos.
- No interior de arranjos pouco espaçados, a excitação por vórtices ou não existe ou é muito fraca e qualquer tubo é afetado pela estrutura do escoamento provocada pelos tubos da vizinhança. Para razão de espaçamento reduzida em arranjos quadrangulares, as passagens entre os tubos são estreitas e os vórtices gerados nas esteiras não possuem energia suficiente para induzir grandes vibrações transversais à direção do escoamento. Neste caso, a fonte de excitação está apenas nas flutuações de pressão.

- O campo de escoamento turbulento é gerado, principalmente, pelas primeiras linhas do banco e o martelamento turbulento é apenas capaz de induzir vibrações de menor amplitude do que o desprendimento de vórtices, ocorrendo, contudo, em todas as faixas de frequência.
- Para arranjos quadrangulares de espaçamento moderado, as frequências encontradas na forma de número de Strouhal são devidas ao efeito do desprendimento de vórtices nas primeiras fileiras e ao martelamento das flutuações de pressão no interior do banco.
- Para um arranjo triangular de espaçamento moderado, a partir da quinta linha a intensidade da turbulência já atingiu o seu valor máximo e este é o número de linhas necessário para a modelação de bancos, onde o efeito principal de excitação for o desprendimento de vórtices ou o acoplamento fluido-elástico.
- Em arranjos quadrangulares o escoamento na parte frontal dos tubos apresenta grande complexidade por situarem-se nas esteiras dos tubos posicionados a montante. Neste caso, as posições do impacto e da separação do escoamento são controladas fortemente pelo espaçamento longitudinal.
- O campo de pressões em um escoamento turbulento resulta da soma de contribuições das flutuações de velocidade em todo o campo, muito embora a pressão em determinado ponto não seja altamente correlacionada com a flutuação de velocidade em qualquer outro ponto da sua vizinhança. As flutuações de pressão são influenciadas pelas flutuações de velocidade que ocorrem a uma distância comparável ao comprimento de onda da componente analisada.
- Com o aumento da velocidade da corrente livre, ocorre o aumento das amplitudes de vibrações causadas por flutuações de pressão. A seguir, surgem os efeitos do desprendimento de vórtices e da excitação fluido-elástica, conforme são atingidas os correspondentes valores de velocidades. Percebe-se que não há padrão para amplitudes ou fases de vibração. As forças devidas ao processo de martelamento turbulento sobre os tubos são as responsáveis pelas repentinas e drásticas oscilações que podem ocorrer e a manutenção e amplificação deste processo fica a cargo da excitação fluido-elástica.

(b) Quanto à transferência de calor

- Na camada de escoamento com características viscosas, junto à superfície sólida dos tubos, não há movimento normal ao escoamento principal e, portanto, não há uma mistura eficiente do fluido lá existente, deste modo a transferência de calor se processa apenas por condução. Contudo, na região turbulenta os vórtices podem penetrar no limite da região viscosa, induzindo a rápida mistura entre os fluidos destas camadas. Portanto, uma forma eficiente

para elevar a taxa de transferência de calor é a redução na resistência da camada viscosa combinada com um aumento na intensidade da turbulência do escoamento.

- Nos arranjos quadrangulares, as posições de impacto e separação do escoamento são pontos de máximos da transferência de calor. Em arranjos triangulares, o processo é bastante semelhante ao do tubo isolado. Em ambos os casos, a elevação da intensidade da turbulência aumenta a taxa de transferência de calor, tanto para a parte frontal como para a parte posterior dos tubos, tornando-se estável a partir da terceira linha, nos arranjos triangulares, e a partir da quarta linha, nos arranjos quadrangulares.

(c) Quanto à perda de carga

- A promoção de turbulência requer maior consumo de energia. Como um dos pontos críticos do equipamento de transferência de calor é o custo de operação, deve-se sempre comparar os custos do bombeamento extra com a economia obtida na transferência de calor. Um aumento na intensidade da turbulência que não afete a subcamada viscosa próxima à superfície sólida dos tubos apenas contribui para o desperdício de energia e aumenta os riscos quanto à integridade do equipamento.
- Para baixos números de Reynolds, que caracterizam escoamentos predominantemente laminares, os arranjos triangular e quadrangular apresentam uma resistência relacionada principalmente à seção transversal livre entre os tubos. Nesta situação, a resistência nos arranjos quadrangulares é menor do que nos triangulares de características geométricas e hidrodinâmicas comparáveis.
- O aumento no número de Reynolds, na faixa de transição para a turbulência, está relacionado a um decréscimo nos coeficientes de perda de carga através do banco, os quais se tornam independentes do número de Reynolds. Nos escoamentos turbulentos, a quantidade de espaço livre entre os tubos também influi na perda de carga de forma decisiva, resultando em uma queda de pressão menor para os bancos de tubos com razões de espaçamento maiores, independente da forma do arranjo.

Endres e Möller (2001), estudando escoamento sobre bancos de tubos com arranjos quadrangulares e triangulares, chegaram às seguintes conclusões:

- 1- Médias temporais quadráticas de pressão apresentam máximos de acordo com a geometria. Sua distribuição ao redor dos tubos tende a homogeneizar-se com a redução do espaçamento.
- 2- Os espectros de flutuação de pressão possuem maiores valores de energia nos arranjos quadrados para as menores razões de espaçamento estudadas ($P/D = 1,26$ e $1,16$).

3- Os espectros de flutuação de velocidade dos dois tipos de arranjos com $P/D = 1,6$ apresentam pico em $S = 0,21$. Com a redução dos espaçamentos as energias das pequenas escalas aumentam.

4- As correlações cruzadas entre velocidade e pressão apresentam maiores valores para arranjos quadrangulares e nos menores espaçamentos de 1,16 e 1,26. A energia das flutuações de pequenas escalas é elevada com a redução do espaçamento. Com a redução do espaçamento há um aumento das flutuações de pequenas escalas, contudo, há redução nos coeficientes de correlação entre velocidade e pressão, levando a crer que a subcamada viscosa não é afetada.

5- As menores razões de espaçamento são as mais indicadas, pois possuem campos flutuantes mais uniformes, levando a uma melhor distribuição da quantidade de movimento, transferência de calor e cargas dinâmicas. Como as menores escalas da turbulência induzem uma mistura mais eficiente do fluido, afetando a subcamada viscosa, a transferência de calor é favorecida. As cargas dinâmicas sendo geradas em frequências mais altas ficam mais distantes das frequências naturais dos dispositivos dos trocadores de calor, evitando os fenômenos de ressonância, principalmente por desprendimento de vórtices.

Barcellos et al. (2002) estudaram experimentalmente bancos de tubos inclinados com diferentes ângulos de incidência do escoamento sobre o eixo dos tubos e concluíram que:

- As linhas isobáricas na superfície lateral do canal não estão alinhadas com o eixo dos tubos. Logo, o gradiente de pressões não é perpendicular aos tubos, nem paralelo ao escoamento, confirmando o trabalho de Möller e Qassim (1985).
- Os bancos de tubos com ângulos de 30° e 90° têm cargas dinâmicas melhor distribuídas, verificado através de médias quadráticas (energia) das flutuações de pressão ao redor dos tubos.
- Nos espectros de flutuação de pressão, quanto maior o ângulo de incidência do escoamento sobre o banco, os picos aparecem para frequências adimensionais cada vez menores.
- Nos espectros de flutuação de velocidade, o decaimento das curvas diminui suavemente com o aumento do ângulo de incidência. São encontrados picos nas mesmas frequências do que na pressão.
- Quando o ângulo de incidência diminui, aparecem fortes efeitos tridimensionais.

Indrusiak et al. (2003), estudando escoamentos transientes através de bancos de tubos usando transformadas de ondaletas, encontraram, atrás da terceira fileira, um comportamento de mudança aleatória dos valores médios das velocidades medidas à jusante das geratrizes laterais do tubo central. A intermitência encontrada, que se assemelha ao modo biestável que ocorre em cilindros posicionados lado a lado e fileiras de tubos, também foi encontrada para a parte permanente dos escoamentos estudados.

2.6. Mecanismos de vibração induzida por escoamentos

(a) Mecanismos de excitação de número de Strouhal constante em arranjos de tubos:

De acordo com Weaver (1993), nas primeiras fileiras de bancos de tubos em arranjos desencontrados ocorre desprendimento de vórtices alternados, onde múltiplos números de Strouhal podem existir, dependendo da geometria do arranjo, razão de espaçamento, número de Reynolds e localização da medição. Segundo ele, dados de números de Strouhal confiáveis para arranjos desencontrados devem ser determinados na condição de não ressonância.

Para arranjos alinhados, o mecanismo de excitação sobre uma faixa de espaçamentos prática é uma instabilidade de jato contínua, que se desenvolve através das cinco primeiras fileiras. A periodicidade de número de Strouhal observada em arranjos alinhados sob condições de não ressonância é devida a instabilidade de jato simétrica e não é relacionada a problemas de ressonância usualmente observados. Desprendimento de vórtices alternados podem ocorrer em arranjos alinhados com razão de espaçamento de 3 ou maior.

O efeito desses mecanismos depende da massa específica do fluido escoando. Freqüências de desprendimento de vórtice nas velocidades típicas de escoamentos de líquido são bem diferentes das freqüências naturais acústicas em trocadores de calor com líquido no lado do casco. Dessa forma, não é esperado acontecer ressonância acústica induzida por desprendimento de vórtices em trocadores de calor com líquido no lado do casco.

Assim, a previsão de ressonância em trocadores de calor pode então ser dividida em ressonância no tubo, em escoamentos de líquidos, e ressonância acústica em escoamento de gás.

(b) Ressonância do tubo em escoamento de líquidos

Ocorre quando a freqüência de desprendimento de vórtices (f_s) é aproximadamente igual à freqüência natural do tubo (f_n). Para prever a ressonância, é necessário conhecer o número de Strouhal relacionado ao desprendimento de vórtices para a geometria em estudo. O número de Strouhal pode ser obtido a partir de gráficos ou mapas, como o de Fitz-Hugh (Blevins, 1990), ou calculados através de equações, como a de Zukauskas e Katinas (1991).

O próximo passo é estimar a amplitude da vibração, que é obtida na forma de uma força por unidade de comprimento e está correlacionada espacialmente ao longo do tubo com um valor constante, definido em termos de carregamento dinâmico e um coeficiente de sustentação.

(c) Ressonância acústica em escoamento de gás

A maioria dos problemas com ressonância acústica em trocadores de calor está associada com os modos acústicos que ocorrem transversais ao eixo dos tubos e à direção do escoamento (dimensão W). A frequência acústica mais baixa terá um comprimento de onda igual a duas vezes a dimensão W . As demais frequências naturais são dadas para valores entre a velocidade do som (C) e a velocidade do som reduzida (C_e).

A frequência de ressonância acústica no interior de um invólucro é proporcional a velocidade efetiva do som e inversamente proporcional a largura B entre as paredes laterais:

$$f_a = \frac{nC_e}{2B} \quad (2.3)$$

onde n é um número inteiro associado ao modo de frequência. O modo fundamental mais baixo é dado para $n=1$, quando metade do comprimento da onda sonora é igual a largura B . C_e é a velocidade reduzida do som. A presença dos tubos dentro do invólucro (casco) reduz a velocidade do som efetiva, de uma quantidade proporcional à razão entre o volume de tubos e o volume do duto. Essa redução pode ser calculada através da equação de Parker (Blevins, 1990):

$$C_e = (1 + \sigma)^{-1/2} C \quad (2.4)$$

onde σ é a relação entre o volume ocupado pelos tubos e o volume do canal e C é a velocidade do som para o fluido em circulação.

Quando a velocidade de escoamento proporciona uma frequência de desprendimento de vórtices aproximadamente igual a uma das frequências naturais acústicas presentes dentro de um equipamento, pode ocorrer ressonância acústica (principalmente em arranjos descontraídos). Essas velocidades coincidentes são chamadas de velocidades críticas e podem ser determinadas a partir do número de Strouhal, que pode ser obtido de cartas ou equações.

A coincidência da frequência de periodicidade do escoamento com a frequência natural acústica do canal é condição necessária, mas não suficiente, para a ressonância. A energia do escoamento deve também ser suficientemente alta, para superar o amortecimento acústico do sistema. Quando a energia do escoamento é suficiente para superar o amortecimento, um modo acústico é excitado e a resposta da velocidade da partícula pode organizar completamente a estrutura do escoamento dentro do arranjo dos tubos.

2.7. Simulação numérica

A modelagem matemática clássica de escoamentos é baseada nas leis de conservação de massa energia e quantidade de movimento em um meio contínuo. Contudo, o sistema de equações resultantes possui solução exata apenas para um número reduzido de escoamentos simples. Para a grande maioria dos problemas de interesse da engenharia, em geral, escoamentos turbulentos, é necessário o emprego de métodos numéricos para solução da modelagem.

É possível obter uma solução independente de parâmetros empíricos, através da solução direta das equações de Navier-Stokes para todas as escalas da turbulência (*Direct Numerical Simulation* - DNS). Como os escoamentos turbulentos são sempre tridimensionais e transientes, com a presença de estruturas turbilhonares em uma larga faixa de escalas de comprimento e tempo, as soluções numéricas requerem níveis de discretização espacial e temporal muito pequenos para suas corretas caracterizações. Isso leva a um grande número de equações a serem processadas, uma grande necessidade de armazenamento de dados e tempos de processamento muito elevados. A magnitude dos recursos computacionais envolvidos nessas simulações indica que a solução direta de escoamentos complexos, na presença de elevados números de Reynolds, terá que ser aguardada ainda por muitas décadas (Deschamps, 2002). Conforme Petry (2002), atualmente, a simulação numérica direta tem sido empregada para estudos de escoamentos com baixos ou moderados números de Reynolds. Souza e Silvestrini (2002) e Ribeiro et al. (2004) utilizam DNS para a solução de escoamentos sobre dois tubos posicionados lado a lado, para números de Reynolds na faixa de 50 a 300, onde identificam o desvio do jato que escoava para fora da fenda e sua característica de bi-estabilidade.

Uma outra alternativa usada para a solução numérica de escoamentos turbulentos é a Simulação de Grandes Escalas (*Large Eddy Simulation* - LES). Essa técnica é similar a DNS, pois tenta resolver parte do espectro da turbulência. No entanto, as discretizações espacial e temporal adotadas são aplicadas somente às maiores estruturas turbilhonares, o que diminui consideravelmente os recursos computacionais necessários para a simulação. As pequenas escalas de comprimento e de tempo, associadas às menores estruturas e de comportamento mais universal, são aproximadas pela introdução de algum modelo algébrico simples. Utilizando um sistema de computação paralela, Ha et al. (2004) aplicam LES para estudar o escoamento tridimensional em um banco de tubos de arranjo triangular com números de Reynolds de até 4000. Segundo eles, os resultados numéricos concordam geralmente bem com dados experimentais obtidos por PIV. Hassan e Barsamian (2004) utilizam uma simulação tridimensional de LES para estudar um feixe tubular de arranjo desalinhado com número de

Reynolds de 21.700. Seus resultados são comparados com dados experimentais disponíveis, apresentando uma boa concordância, concluindo que a técnica de LES pode ser utilizada como uma ferramenta na previsão do comportamento instável de escoamentos em alguns processos industriais.

A solução mais simples para análise de problemas práticos de engenharia envolvendo escoamentos turbulentos utiliza os chamados modelos de turbulência. Neste caso, as equações de conservação são avaliadas considerando-se a média sobre intervalos de tempo suficientemente grandes para o estudo da turbulência. De acordo com esse método, qualquer propriedade do escoamento pode ser expressa através de uma quantidade média e de uma flutuação associada à turbulência. Resulta daí o conceito de tensão de Reynolds, introduzido por Osborne Reynolds em 1895. Esse método é uma espécie de filtro que remove as flutuações das variáveis dependentes, permitindo o uso de malhas menos refinadas e o emprego de hipóteses simplificativas (tais como, escoamento bidimensional, regime permanente, etc). Como consequência há uma grande redução dos recursos computacionais requeridos. Da tomada de média, o termo relacionado à turbulência é denominado o tensor de Reynolds. O problema então passa a ser a utilização de um método para a determinação desse tensor, que possa prever de forma adequada o maior número de situações de escoamento. Conforme Deschamps (2002), são duas as formas mais utilizadas para este fim:

1. o conceito de viscosidade turbulenta;
2. a utilização de uma equação de transporte para o tensor de Reynolds.

O desenvolvimento dos modelos de turbulência seja a partir do conceito de viscosidade turbulenta, ou a partir de equações de transporte, tem sido invariavelmente realizado com base em investigações experimentais. Mais recentemente, com a disponibilidade de computadores de grande capacidade de processamento e memória, resultados da simulação direta (DNS) e de grandes escalas (LES) estão sendo também utilizados para a calibração dos modelos de turbulência. É importante ressaltar que, de fato, o grau de precisão de um modelo de turbulência depende essencialmente da validade das hipóteses utilizadas na sua concepção e que, portanto, o desenvolvimento desses modelos está inevitavelmente associado a uma compreensão fenomenológica do problema em estudo. Os modelos de turbulência descrevem aproximadamente o escoamento e, com um determinado conjunto de constantes empíricas, são válidos somente para determinado escoamento ou para um conjunto de escoamentos. O ideal é que o modelo proposto possa descrever com boa aproximação um grande número de escoamentos com um único conjunto de constantes.

2.8. Visualização de escoamentos

Em muitas áreas do conhecimento humano, os fenômenos tratados apresentam alto grau de complexidade, exigindo a disponibilidade de uma enorme quantidade de dados, para permitir estudos aprofundados ou conclusivos, podendo a tarefa de tratar e analisar os resultados obtidos se tornar demasiado árdua ou, até mesmo, impossível de ser realizada. O sentido da visão constitui um instrumento extremamente eficiente de diagnóstico e análise, sendo capaz de processar um enorme conjunto de informações num pequeno espaço de tempo. Em vista disso, o uso científico de imagens tem-se proliferado tornando-se usual em muitos ramos das ciências, especialmente no campo da mecânica dos fluidos, onde uma ampla variedade de técnicas de visualização de escoamentos tem sido desenvolvida e relatada na literatura (Mansur e Vieira, 2004).

Diversas técnicas de visualização de escoamento vêm sendo utilizadas no estudo de escoamentos turbulentos sobre arranjos de tubos. Summer et al. (1999) utilizaram técnicas de PIV (*Particle image velocimetry*) e injeção de tinta para visualizar o escoamento sobre arranjos de dois e três tubos. Já Williamson (1985) utilizou a técnica de injeção de fumaça em túnel de vento para visualizar os diversos modos de geração e desprendimento de vórtices sobre um par de corpos rombudos para diversos números de Reynolds. Le Gal et al. (1996) utilizaram uma fumaça de hidroxilas gerada pela oxidação de um fio atravessado ao escoamento, por onde circula uma corrente elétrica, para visualizar o comportamento coletivo das esteiras a jusante de uma fileira de tubos. Guillaume e LaRue (1999) utilizaram, para visualizar o regime de escoamento biestável em arranjo de dois e três tubos, a injeção de fumaça iluminada por um plano de luz laser. Essa também foi a técnica utilizada por Zhang e Zhou (2001) para estudar o efeito do espaçamento desigual em arranjos de três cilindros posicionados lado a lado sobre o desprendimento de vórtices e por Xu et al.(2003), para estudar o efeito do número de Reynolds sobre a estrutura de escoamento atrás de dois tubos posicionados lado a lado. Hiramoto e Higuchi (2003) utilizaram a técnica de bolhas de hidrogênio para visualizar o escoamento e DPIV (*Digital Particle Image Velocimetry*) para realizar medições no campo de velocidades no estudo de desprendimento de vórtices atrás de um par de cilindros não paralelos em relação ao escoamento. Mahbub Alam et al. (2003) também utilizaram a técnica de bolhas de hidrogênio em seus estudos de escoamentos sobre arranjos de tubos.

Em estudos de bancos de tubos, uma técnica bastante utilizada para a visualização do escoamento no interior do banco é a injeção de tinta diretamente no escoamento. Esta é a técnica

utilizada, por exemplo, em Ziada e Oengören (1992, 1993, 2000), Oengören e Ziada (1992, 1998) e Ziada et al. (1989).

3. METODOLOGIA

3.1. Ferramentas Matemáticas

O estudo experimental das características dos escoamentos apresentados neste trabalho é realizado através da aquisição de séries temporais de pressão e velocidade. As séries são adquiridas com diferentes frequências de amostragem e número de elementos, em função das características a serem estudadas. Os sinais adquiridos são processados através de ferramentas matemáticas, a fim de se obter as informações necessárias.

São utilizadas funções estatísticas do tipo: função densidade de probabilidade e os seus quatro momentos: média, desvio padrão, assimetria (*skewness*) e planicidade (*kurtosis*). Também são usadas funções de autocorrelação e de correlação cruzada.

Para análise espectral, é utilizada a transformada de Fourier, através da função densidade espectral de potência (*PSD*), usando o algoritmo de Welch (Welch, 1967). Esses métodos são adequados para estudo de sinais estacionários, contudo, não lidam bem com processos transientes em diferentes escalas, o que muitas vezes prejudica o entendimento de escoamentos turbulentos (Indrusiak, 2004). Como alternativa a essa limitação, são usadas transformadas de ondaletas, que permitem o estudo dos fenômenos turbulentos, sem a hipótese de estacionariedade, permitindo a geração de um espectrograma de energia nos domínios do tempo e da frequência simultaneamente.

No presente trabalho, os sinais foram tratados utilizando-se o aplicativo computacional Matlab©Mathworks versão 5.3 e seus pacotes de ferramentas (*toolbox*) para Análise de Sinais (*Signal Processing*), Estatística (*Statistics*) e Ondaletas (*Wavelets*).

3.1.1. Análise de Fourier

Para determinar o comportamento espectral da turbulência, representam-se os sinais no domínio da frequência, através do chamado espectro de potência, que representa a razão de variação do valor quadrático médio de uma dada função $x(t)$ com a frequência f (Bendat e Piersol, 1971):

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

onde T é um tempo adequado de observação e Be a largura de banda de frequências (resolução do espectro).

A Eq. (3.1) dá uma representação bastante prática do significado do espectro, porém, matematicamente o espectro de potência é obtido através da transformada de Fourier do sinal:

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

onde $x(t)$ é uma função contínua, e^{-ift} são funções periódicas de período 2π e $\hat{x}(f)$ são os coeficientes de Fourier. Para sinais discretos, como aqueles resultantes da análise experimental, usa-se a transformada discreta de Fourier:

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

Assim, o espectro de potência, que representa a distribuição de energia do sinal no domínio da frequência, é avaliado sobre o intervalo completo de tempo como:

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

A fim de destacar as principais informações presentes nos sinais adquiridos, usa-se a função densidade espectral de potência (*PSD - power spectral density*), a qual é o espectro de Fourier da série, suavizado sobre os intervalos de frequência e sobre conjuntos de estimativas (Bendat and Piersol, 1971).

3.1.2. Análise de ondaletas

Conforme Alam e Sakamoto (2005), a transformada de Fourier fornece coeficientes espectrais médios, que são independentes do tempo, isto é, coeficientes espectrais

completamente localizados no domínio das frequências e infinitamente distribuído no domínio tempo. Ela é útil para sinais ergódicos, onde frequência e amplitude não variam com o tempo e o resultado é independente da amostra. Contudo, muitos processos práticos são essencialmente não estacionários, tais como: a pressão do som em músicas ou palestras, a vibração de uma estrutura devido à flutuação de cargas de vento e os sinais de velocidade ou pressão, especialmente na esteira de múltiplos cilindros. Se a transformada de Fourier é empregada em um sinal não estacionário, informações sobre a distribuição de frequência e intensidade de energia com o tempo são impossíveis de serem detectadas. Essas limitações podem ser superadas pelo uso de transformada de ondaletas, que produzem uma representação mais reveladora na localização tempo-frequência dos sinais.

A transformada de ondaletas utiliza funções de suporte compacto denominadas ondaletas (*wavelets*). Conforme Percival e Waldem (2000), uma ondaleta é uma pequena onda que cresce e decai em um período de tempo limitado. As bases de ondaletas são, portanto, bases transientes, e por isso, adequadas para analisar funções que também o sejam.

Uma função $\psi(t)$, é uma função ondaleta, se satisfaz duas propriedades básicas:

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

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

A base de ondaletas é gerada por meio de dilatações e translações de uma única ondaleta, que também é chamada função mãe:

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

Os parâmetros a e b são, respectivamente, coeficientes de escala e posição.

Associada a cada ondaleta, existe uma função escala, $\phi(t)$, que satisfaz a propriedade:

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

A função escala também gera uma base por meio de dilatações e translações:

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

O objetivo da função escala é obter coeficientes que representem a média ponderada do sinal nas escalas consideradas. Com a função ondaleta se obtém oscilações, também ponderadas, em torno da média, nas mesmas escalas (Indrusiak, 2004).

A transformada continua de ondaletas (*CWT*) é uma convolução linear de um sinal unidimensional dado, $x(t)$, e a ondaleta mãe, $\psi_{a,b}(t)$. Matematicamente a transformada de ondaletas pode ser escrita como:

$$\tilde{X}(a,b) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) \psi_{a,b}(t) dt \quad (3.10)$$

Segundo Alam e Sakamoto (2005), grandes valores para a transformada $\tilde{X}(a,b)$ refletem um efeito combinado de uma grande flutuação do sinal e de uma boa combinação de forma entre o sinal e a ondaleta.

O espectro de ondaletas, também chamado de espectrograma, é definido como:

$$P_{xx}(a,b) = \left| \tilde{X}(a,b) \right|^2 \quad (3.11)$$

Enquanto o espectro de Fourier (Eq.(3.4)) dá a energia distribuída no domínio de frequências, no espectro de ondaletas (Eq.(3.11)) a energia está relacionada a cada tempo e escala. Esta característica da transformada de ondaletas permite a representação da distribuição da energia de sinais transientes sobre os domínios do tempo e da frequência. Esta representação é chamada de espectrograma.

A escolha da melhor ondaleta para um dado problema não é uma tarefa simples. Em algumas situações, os resultados são similares para muitas ondaletas, enquanto que, para outras, o resultado depende fortemente do tipo de ondaleta usado. Basicamente, a melhor ondaleta para a análise de um certo problema será escolhida pela sua habilidade de realçar as características de interesse do fenômeno estudado. Por exemplo, informações obtidas pelo uso da ondaleta Chapéu Mexicano (*Mexican Hat*) são melhores localizadas no espaço tempo e pobremente localizadas no

espaço freqüência. Por outro lado, a ondaleta de Morlet tem uma resolução em freqüência um tanto melhor e uma resolução no tempo um tanto mais pobre (Alam e Sakamoto, 2005).

As famílias de ondaletas disponíveis na versão 5.3 do Matlab©Mathworks utilizado neste trabalho são: Haar, Daubechies, BiorSplines, Coiflets, Symlets, Morlet, Mexican_hat e Meyer.

Neste trabalho, em função dos fenômenos estudados e das características procuradas, foram utilizadas a ondaleta de Morlet (morl) para os espectros contínuos e Daubechies 20 (db20) para as filtragens usando transformadas discretas.

A transformada de ondaletas analisa o sinal em tempo e escala, porém, em mecânica dos fluidos é mais conveniente expressar os resultados em termos de freqüências. Pode-se então transformar os valores dos coeficientes a , correspondentes às escalas utilizadas na transformação, nos respectivos valores de freqüência. Uma maneira de calcular as freqüências correspondentes às escalas é efetuando-se uma aproximação periódica por meio da transformada de Fourier (Abry, 1997). A freqüência do módulo máximo da transformada de Fourier é considerada a pseudofreqüência F_ψ da ondaleta e a freqüência correspondente a cada escala a é calculada por:

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

onde f_s é a freqüência de aquisição ou amostragem. Valores típicos de F_ψ são 0,8125 para a ondaleta de Morlet, 0,6902 para ondaleta de Mayer e 0,6667 para a ondaleta Db20 (Daubechies 20).

A transformada discreta de ondaletas é a aplicação que associa um sinal aos seus coeficientes de ondaletas, a partir de uma base discreta. Bases discretas podem se obtidas mediante a escolha de valores discretos para as escalas e posições. A escolha mais usual é a discretização em potências de dois (série diádica).

Para gerar uma base discreta de ondaletas, os coeficientes a e b são substituídos nas Eq. (3.7) e (3.9), respectivamente, por 2^j e $k2^j$, onde j e k são os coeficientes de dilatação e translação, resultando em:

$$\psi_{j,k}(t) = 2^{-j/2} \psi(2^{-j}t - k) \quad (3.11)$$

e

$$\phi_{j,k}(t) = 2^{-j/2} \phi(2^{-j}t - k) \quad (3.12)$$

De acordo com Percival and Walden (2000), a transformada discreta de ondaletas (*DWT*) é uma elaborada subamostragem da *CWT* em escalas diádicas, dada por:

$$D(j, k) = \sum_t x(t) \psi_{j,k}(t) \quad (3.13)$$

O espectro discreto de ondaletas é definido por:

$$P_{xx}(j, k) = |D(j, k)|^2 \quad (3.14)$$

O número de pontos da série temporal limita o número de níveis de transformação que podem ser calculados. A transformada de Fourier de uma série finita dá somente um número finito de coeficientes e assim, negligencia os coeficientes relacionados com as frequências mais altas. Na transformada de ondaletas, o comprimento da série também restringe o número de coeficientes computados, contudo, diferentemente da transformada de Fourier, os coeficientes remanescentes são relacionados com as frequências mais baixas, incluindo o valor médio do sinal e não podem ser desprezados. Na prática, a *DWT* de uma série com 2^N elementos é calculada até um nível conveniente $J < N$ e as informações remanescentes, que contêm o valor médio e que correspondem aos valores médios na escala 2^J , são dadas por:

$$A(J, k) = \sum_t x(t) \phi_{J,k}(t) \quad (3.15)$$

A transformada inversa da série de tempo discreta com frequência de amostragem fs é dada por:

$$x(t) = \sum_k A(J, k) \phi_{J,k}(t) + \sum_{j \leq J} \sum_k D(j, k) \psi_{j,k}(t) \quad (3.16)$$

onde o primeiro termo é a aproximação do sinal na escala J , a qual corresponde ao intervalo de frequência $[0, fs/2^{J+1}]$, e o somatório interno do segundo termo são detalhes do sinal nas escalas j ($1 \leq j \leq J$), os quais correspondem aos intervalos de frequência $[fs/2^{j+1}, fs/2^j]$.

O primeiro termo do lado direito da Eq. (3.16) tende à média do sinal para valores de J suficientemente grandes. Para 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.

As características dos sinais são mais visíveis na análise de ondaletas continua, contudo a análise discreta necessita menos tempo de computação e memória.

Para obter intervalos de frequência mais estreitos, outro procedimento de decomposição de ondaletas pode ser aplicado. Considerando-se cada vetor de coeficiente de detalhes como uma série e decompondo-se esta série usando a mesmas funções ondaleta e escala, são obtidas duas séries com metade do intervalo de frequência da série original. Aplicando-se esse esquema recursivamente para todos os níveis, uma árvore de ondaletas é gerada, que é chamada transformada de pacotes de ondaletas. Cada transformada de pacote de ondaleta é associada com um nível j . Esse nível decompõe o intervalo de frequência do sinal original em 2^j intervalos de igual largura de banda.

Uma revisão abrangente dos fundamentos e utilização das transformadas de ondaletas está em Indrusiak (2004).

3.2. Técnica experimental

3.2.1. Canal aerodinâmico

O canal aerodinâmico utilizado para as medições de pressão e de velocidade, é um canal em circuito aberto, mostrado na Fig. 3.1. A seção de testes é construída em placas de acrílico transparente e tem 146 ± 1 mm de altura por 193 ± 1 mm de largura de dimensões internas. O fluido de trabalho é o ar, que é insuflado por um ventilador centrífugo e chega até a seção de teste após passar por grades e telas para uniformizar o escoamento.

Um tubo de Pitot é colocado antes da seção de testes em uma posição fixa, para medir a velocidade de referência dos experimentos. Essa posição foi previamente estudada, a fim de que o valor medido represente o valor da velocidade média em toda a seção. A seção também foi estudada para determinar o perfil de distribuição de velocidades na região onde os experimentos são realizados. Os resultados, conforme Endres (1997) mostram um perfil de velocidades uniforme e uma intensidade máxima de turbulência menor do que 1%.

A velocidade do ar dentro do canal pode ser variada através do controle da rotação do motor, feito por um inversor de frequência, que permite trabalhar com velocidades desde o repouso até a velocidade máxima de 15 m/s, obtida para a condição de canal livre.

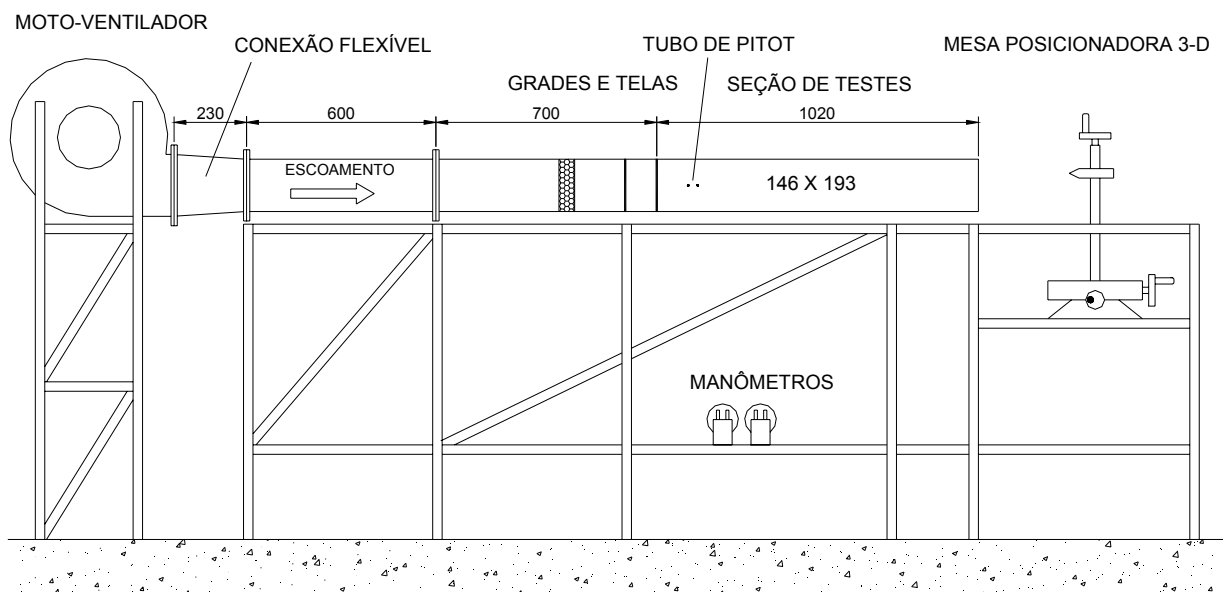


Figura 3.1 – Desenho esquemático do canal aerodinâmico (medidas em mm).

As velocidades do escoamento são medidas usando-se a técnica de anemometria de fio quente a temperatura constante (*CTA*), através de um equipamento DANTEC *StreamLine*. São utilizadas sondas simples de fio reto (modelo Dantec *55P11*), uma sonda dupla tipo X, com dois fios posicionados a 45° em relação ao seu eixo (*55P61*) e uma sonda dupla especial, também da Dantec, com um fio posicionado transversalmente ao seu eixo e outro a 45°.

As pressões médias e flutuantes são medidas na parede dos tubos usando-se um transdutor de pressão piezo-resistivo ENDEVCO. As principais características do transdutor de pressão são as seguintes:

Marca/modelo:	ENDEVCO / 8510B-1;
Faixa de trabalho:	0-1 Psig (0-6,9 kPa);
Sensibilidade:	183,4 ±50 mV/Psig (26,5 ± 7 mV / kPa);
Diâmetro da face:	3,86 mm.

A Figura 3.2 mostra o esquema do dispositivo de fixação e posicionamento do transdutor de pressão, montado no interior de um tubo com o mesmo diâmetro dos tubos ensaiados. A montagem procura utilizar o menor volume possível entre o sensor do transdutor e o ponto de medição na parede do tubo, a fim de minimizar os problemas de ressonância interna associados com a compressibilidade do ar contido nesse espaço (Strasberg, 1963). Segundo Endres e Möller (1994), o principal efeito causado pelo volume de ar presente entre o ponto de medição e o sensor do transdutor é o aumento da aspereza nas curvas de espectro e correlação, não produzindo alteração de fase nas flutuações de pressão. O sistema de fixação do transdutor de

pressão permite a sua rotação ao redor do eixo do tubo, a fim de medir a pressão na parede em qualquer posição angular, tomando-se como referência a direção do escoamento.

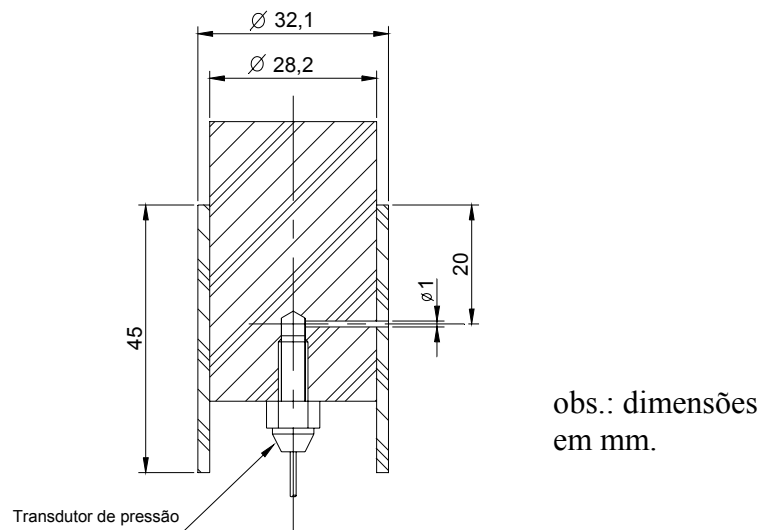


Figura 3.2 - Montagem do sistema de fixação e posicionamento do transdutor de pressão

Os dados de velocidade e pressão são adquiridos simultaneamente utilizando-se uma placa conversora A/D, modelo Keithley DAS-58, controlada por um computador pessoal.

Os conjuntos de tubos utilizados nos experimentos no canal aerodinâmicos são rígidos e construídos em PVC (Policloreto de Vinil) com diâmetro de 32,1 mm. Os experimentos foram realizados isotermicamente à temperatura ambiente. A Figura 3.3 mostra o posicionamento das sondas para os experimentos com dois tubos posicionados lado a lado, enquanto que a Fig. 3.4 apresenta o esquema de montagem dos experimentos realizados com uma fileira de tubos e a referência angular adotada. As razões de espaçamento para os experimentos com dois tubos e para uma fileira de tubos foram de $P/D=1,26$, com incerteza de 1%.

A Figura 3.5 mostra o esquema, em planta, da montagem do banco de tubos com razão de espaçamento (P/D) igual a 1,26. Neste caso, o banco de tubos é composto por cinco fileiras de tubos com cinco tubos cada. O esquema de numeração dos tubos, das fileiras e das fendas também é informado na figura. Os tubos são rigidamente fixados na parede superior do túnel por parafusos. Os espaçamentos utilizados nos demais bancos são $P/D = 1,4$ e $1,6$. Nesses casos, os bancos de tubos são compostos por cinco fileiras com quatro tubos cada. A Figura 3.6 mostra uma vista do banco de tubos dentro do túnel. A incerteza estimada na montagem dos bancos de tubos é de 1%.

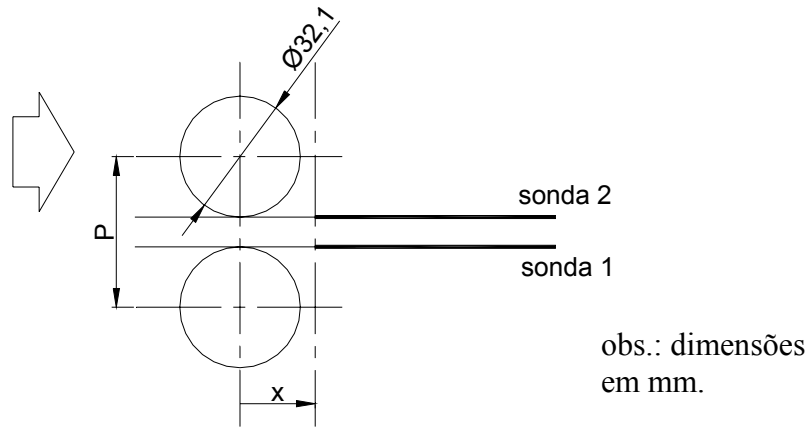


Figura 3.3 - Posicionamento das sondas para medição de velocidade no experimento com o arranjo de dois tubos lado a lado.

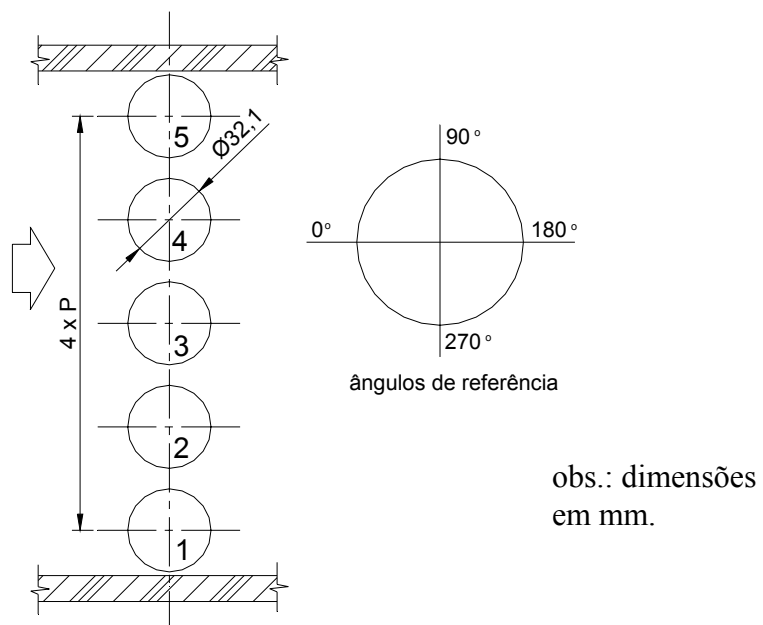


Figura 3.4 - Esquema de montagem para uma fileira de tubos.

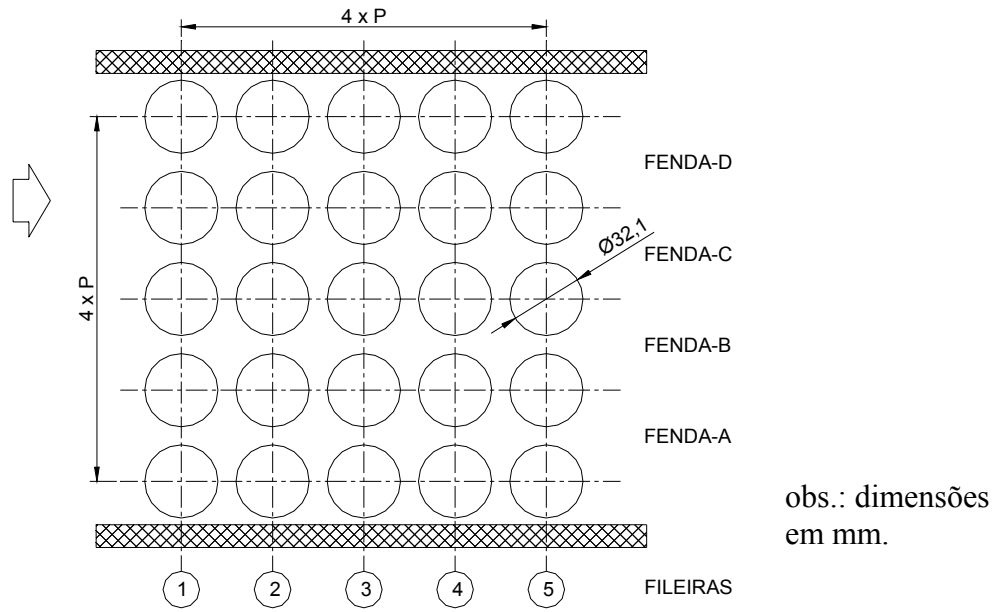


Figura 3.5 – Detalhes do banco de tubos com razão de espaçamento de 1,26.



Figura 3.6 - Banco de tubos posicionado no interior do túnel. Na foto, o escoamento ocorre da direita para a esquerda.

3.2.2. Canal de água

Os experimentos de visualização de escoamento foram realizados em um canal de água em circuito fechado, com superfície livre, pertencente ao Instituto de Pesquisas Hidráulicas da UFRGS (Fig. 3.7). O canal permite controlar o nível da lâmina de água através de uma comporta posicionada na descarga e a vazão através de um conjunto de válvulas na tubulação de alimentação. A vazão pode variar entre 0,6 a 180 l/s, permitindo experimentos com velocidades desde 3×10^{-3} m/s até cerca de 0,9 m/s. A seção de testes tem 500 mm de largura e pode ser usada até um nível de água de 500mm. Lateralmente, na região dos experimentos, o canal possui uma janela de vidro que permite a visualização de seu interior. O traçador empregado para a visualização dos escoamentos é o permanganato de potássio diluído em água.

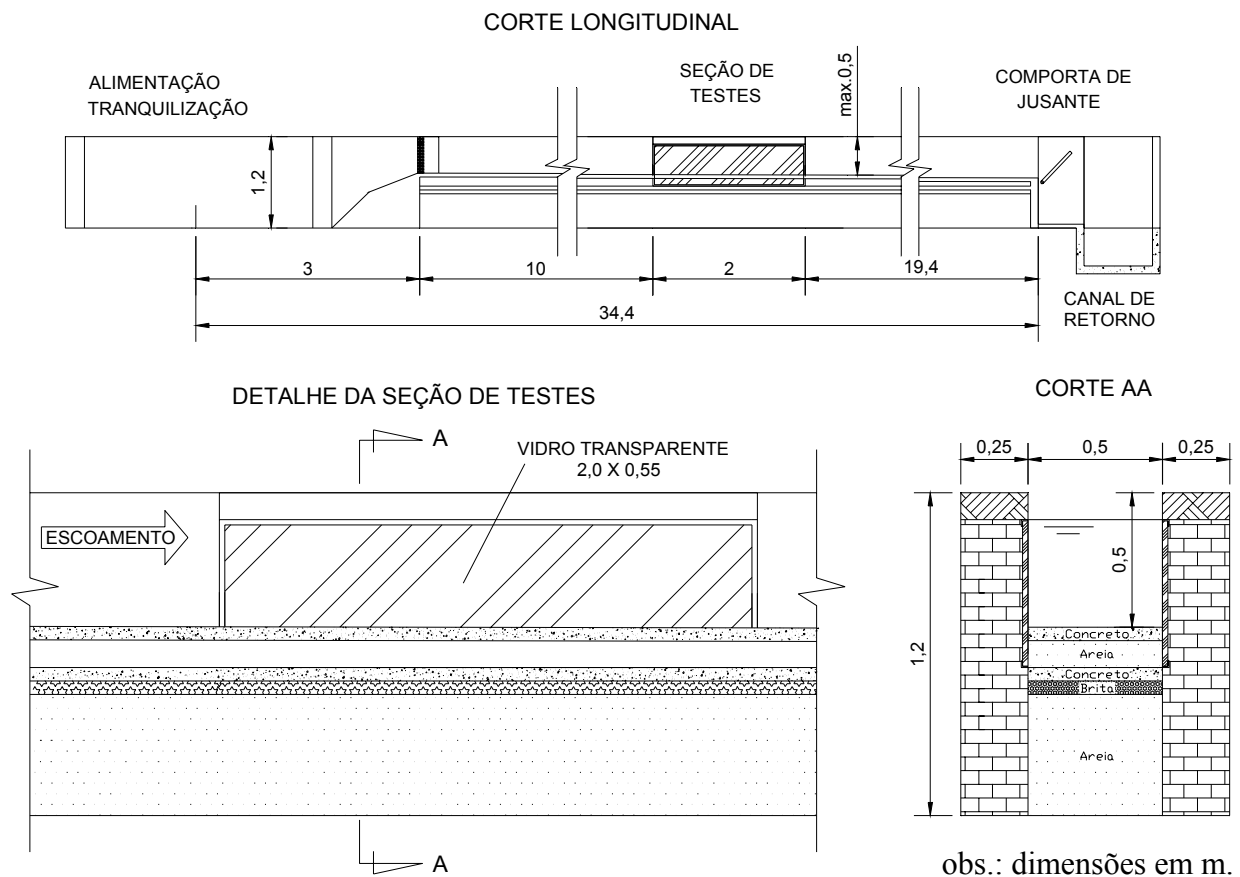


Figura 3.7 - Detalhes construtivos do canal de água do Instituto de Pesquisas Hidráulicas

Para realizar os experimentos de visualização, foi construída uma seção de testes em placas de acrílico transparente com 1 m de comprimento e dimensões internas de 475 ± 1 mm de largura por 340 ± 1 mm de altura. Para reduzir os efeitos do descolamento da camada limite a

partir das extremidades de montante da seção, as bordas das placas de acrílico foram chanfradas na forma de um perfil aerodinâmico suave, sendo usinadas de fora para dentro. Essa seção é instalada no interior canal de água, a fim de criar um escoamento uniforme, separado dos efeitos da superfície livre. É dentro dela que os experimentos com os tubos são realizados. Durante os experimentos, o nível do canal é controlado para estar sempre acima da parede superior da seção de testes.

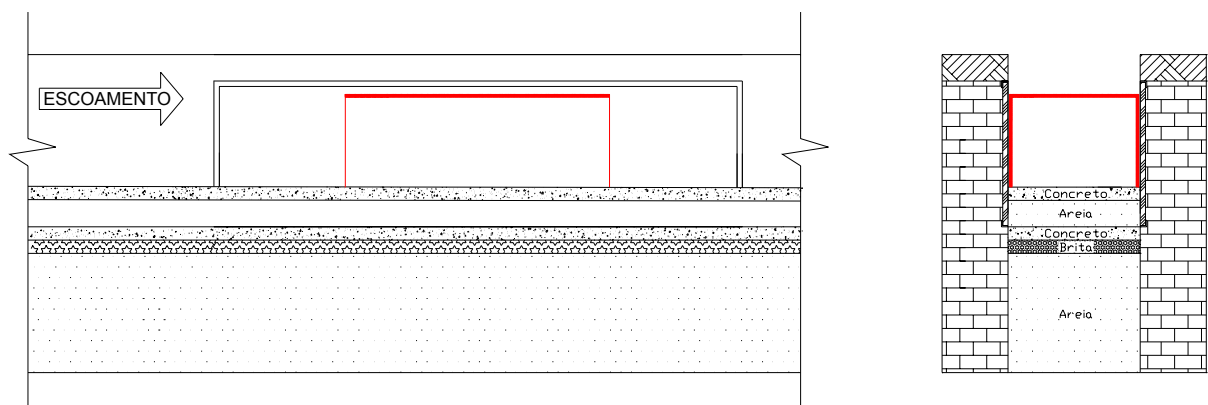


Figura 3.8 - Montagem da seção de testes de acrílico dentro do canal (em vermelho)

Antes dos experimentos com os tubos, o escoamento dentro da seção de testes de acrílico foi avaliado, a fim de verificar a uniformidade do perfil de velocidades e os efeitos gerados pelas bordas da seção. Para determinar os perfis de velocidade do escoamento dentro da seção de testes, foi realizado um mapeamento, usando um micromolinete do tipo capacitivo. Devido as suas dimensões e geometria construtiva, o micromolinete não permitiu a medição das velocidades no interior da seção de testes de acrílico. Assim, foi realizado o mapeamento das velocidades na seção transversal do canal de água, na região de saída da seção de acrílico. A resolução do equipamento utilizado é de 0,0301 m/s, o que, na faixa de velocidades medidas, representa uma incerteza, que varia entre 11% e 38%. Também em função da geometria da ponta de medição do micromolinete empregado, a menor malha possível de se mapear é de 15 mm. Isso impediu a medição da velocidade na região próxima à parede, onde a camada limite se desenvolve. Desta forma, as medições realizadas com o micromolinte são utilizadas para caracterizar a distribuição de velocidades na região central da seção. A velocidade média de aproximação, calculada a partir da medição da vazão e do nível de água no canal durante o mapeamento, foi de 0,17 m/s.

A distribuição de velocidades na seção transversal de jusante da seção de testes de acrílico é mostrada na Fig. 3.9. Os cruzamentos das linhas em vermelho identificam as posições onde foram realizadas as medições de velocidade. Nota-se que os pontos interiores, apresentam o mesmo valor de velocidade, dentro da incerteza possível para o instrumento utilizado (17% para a velocidade durante o experimento), demonstrando uma boa uniformidade do perfil de velocidades.

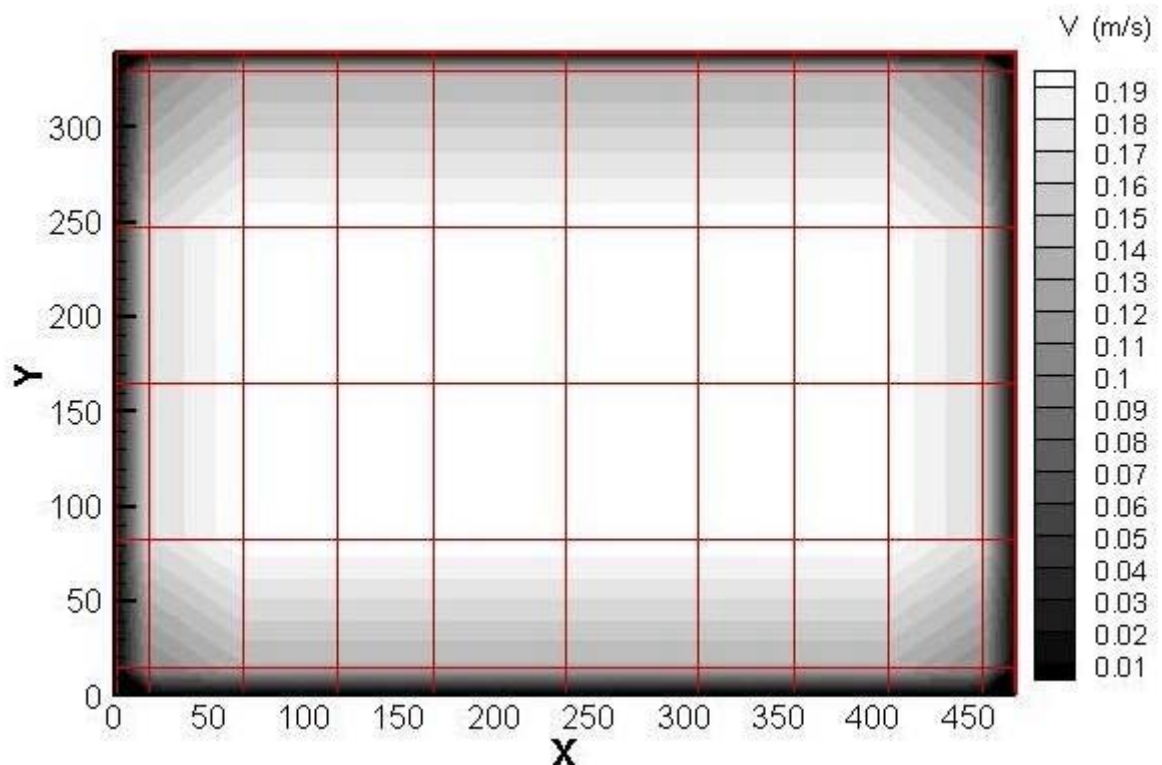


Figura 3.9 - Mapa de velocidades médias no interior da seção de testes a 50 mm da extremidade de montante. Valores de velocidade em (m/s).

Para a região mais próxima às paredes, onde as medições de velocidade média indicam um forte gradiente negativo, a espessura da camada limite foi calculada utilizando o método aproximado de von Karmám (Schiozer, 1996). A espessura da camada limite turbulenta pode ser calculada, em função da distância da borda de incidência do escoamento, através da equação integral da quantidade de movimento (Fox e McDonald, 2001). Um perfil de velocidades para camada limites sobre placas planas lisas, do tipo lei de potência, com um expoente $1/7$, é utilizado para integrar a equação da quantidade de movimento, obtendo-se:

$$\frac{\delta}{x} = 0,382 \left(\frac{\nu}{Ux} \right)^{1/5} \quad (3.17)$$

onde U é a velocidade média fora da camada limite, ν é a viscosidade cinemática, x é a distância a partir da borda da placa e δ é a espessura da camada limite.

A espessura da camada limite calculada, usando a Eq. (3.17), para o ponto de jusante sobre a seção de acrílico é de 34,35 mm. Os pontos mais externos do mapeamento realizado (Fig. 3.9) estão a 15 mm do fundo, 10 mm da parede superior e a 17,5 mm das paredes laterais da seção de testes de acrílico. Dessa forma, esses pontos encontram-se dentro da camada limite, justificando os menores valores encontrados durante o mapeamento. O alargamento do gradiente de velocidades, mostrado na Fig. 3.9, é consequência da distribuição da malha de medição. A espessura da camada limite calculada para a distância, a partir da borda de montante, no ponto onde a primeira fileira de tubos é fixada, é de 10,65 mm. Esse valor corresponde, aproximadamente, ao valor da fenda formada entre os tubos mais externos e as paredes laterais, indicando que, o escoamento incidente sobre os tubos da primeira fileira, não é afetado pelo espessamento da camada limite.

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 qualitativamente os níveis de turbulência e o efeito das bordas da seção de testes sobre a direção do escoamento. A Figura 3.10(a) 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 pelo efeito da borda da seção. O mesmo é verificado na vista superior (Fig.3.10(b)), onde é realizada a injeção de tinta através de quatro agulhas posicionadas 60 mm abaixo da placa superior da seção de testes. Na Figura 3.10(c) é mostrado o escoamento de aproximação sobre um banco de tubos na altura média dos tubos.

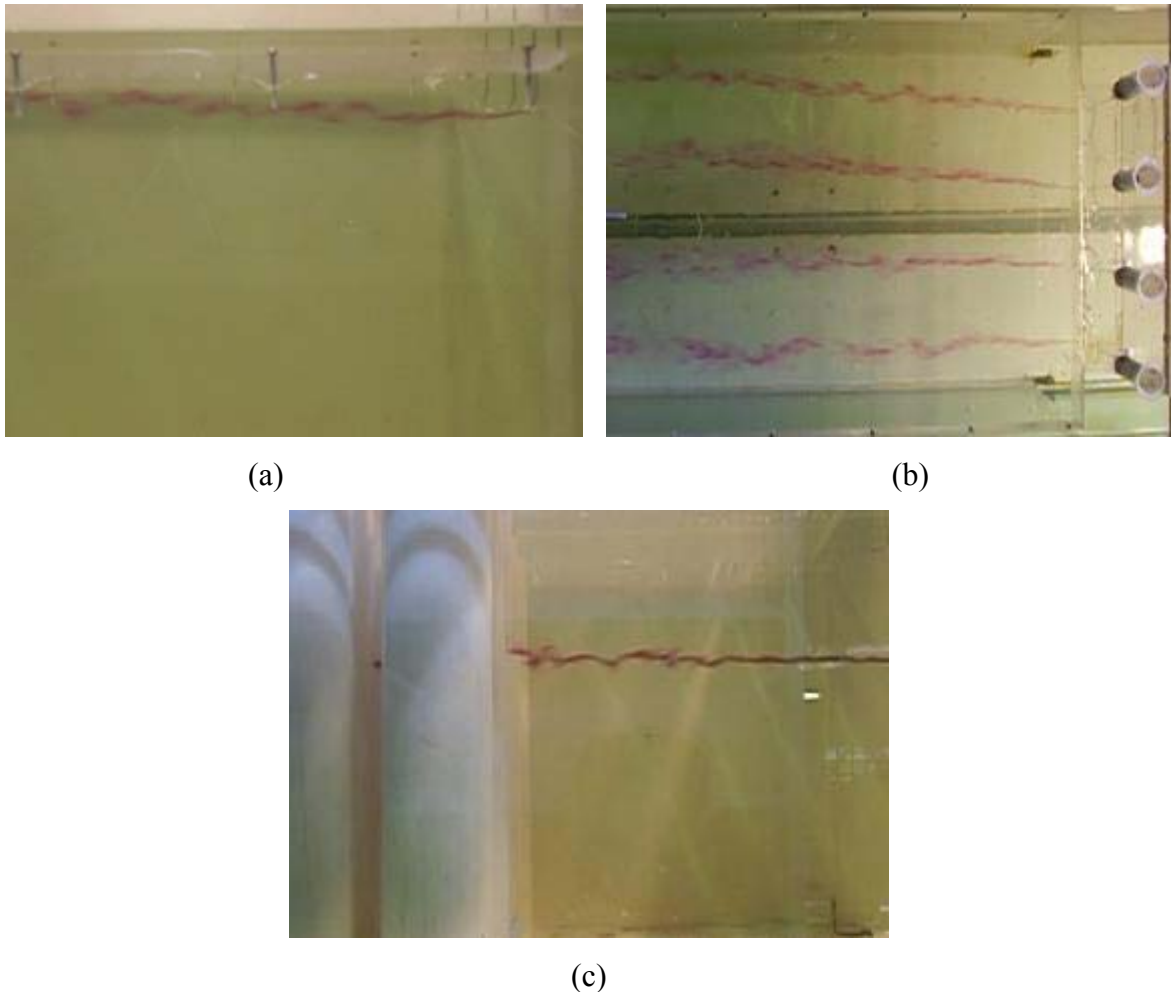


Figura 3.10 - Desenvolvimento do escoamento dentro da seção de testes no canal de água. (a) vista lateral, (b) vista superior, (c) aproximação sobre um banco de tubos.

A seção de testes de acrílico foi montada para receber no seu interior diversas configurações de tubos, permitindo estudar arranjos com um tubo, dois tubos, uma fileira, várias fileiras e um banco composto de cinco fileiras com cinco tubos cada. Os tubos são fixados rigidamente por parafusos na parede superior da seção de testes. A razão de espaçamento utilizada para todos os experimentos é de 1,26, com incerteza de 0,5%. A Fig. 3.11 mostra o esquema de montagem da seção com o banco de tubos completo no seu interior. Os tubos são confeccionados em PVC branco, com diâmetro de 75 mm. O tubo central é feito em acrílico transparente com o mesmo diâmetro e possui um espelho posicionado a 45° em relação ao eixo do tubo, a 170 mm de sua base (essa altura corresponde à altura média dos tubos na seção), conforme Fig. 3.12(a). Esse espelho permite a visualização do escoamento no interior do banco, no plano vertical, entre o tubo central e o tubo imediatamente ao lado na mesma fileira. Para a visualização do escoamento dentro do banco de tubos, através do espelho, é feita injeção de tinta por um orifício no tubo lateral ao tubo de acrílico, usando uma agulha, na altura média do tubo

(Figl. 3.12(b)). A Figura 3.13 mostra o escoamento de aproximação sendo visualizado através da injeção de tinta pelo conjunto de agulhas montadas a montante da seção de testes.

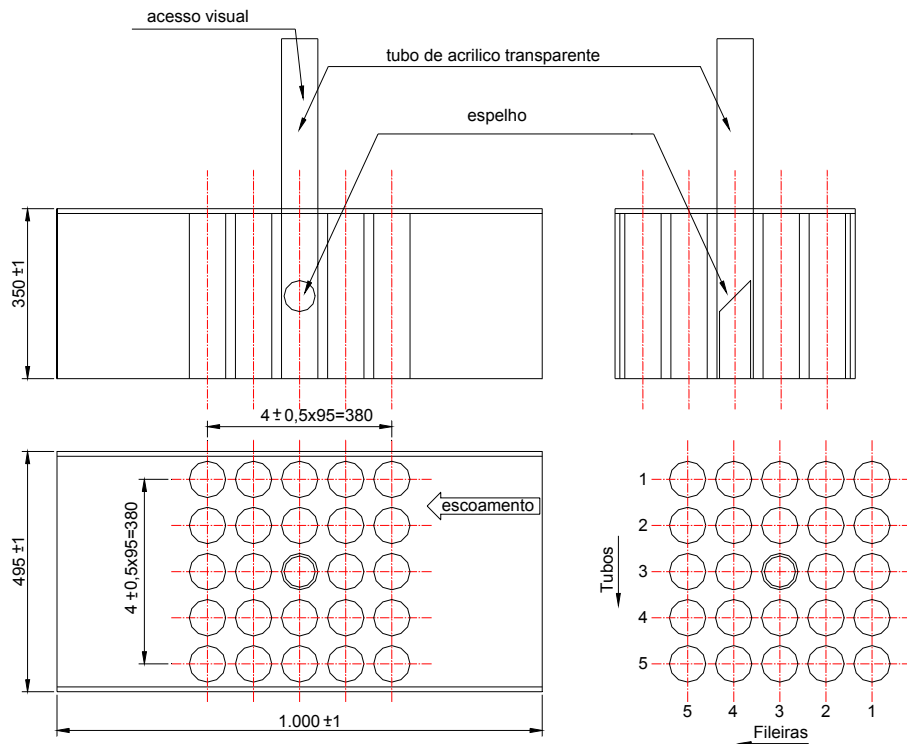


Figura 3.11 - Esquema dimensional da seção de testes para visualização no canal de água (dimensões em mm).

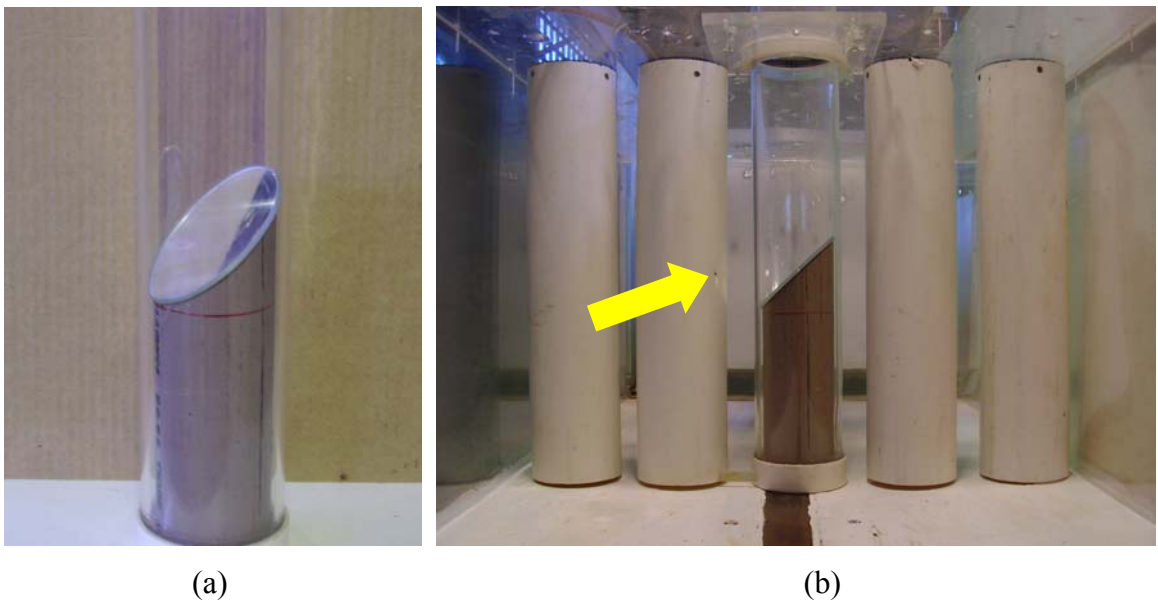


Figura 3.12 - (a) Detalhe do tubo central, mostrando o posicionamento do espelho e (b) montagem do tubo de acrílico em um arranjo de uma fileira de tubos, vista do interior da seção de acrílico (vista de montante para jusante). A seta indica o ponto de injeção de tinta.

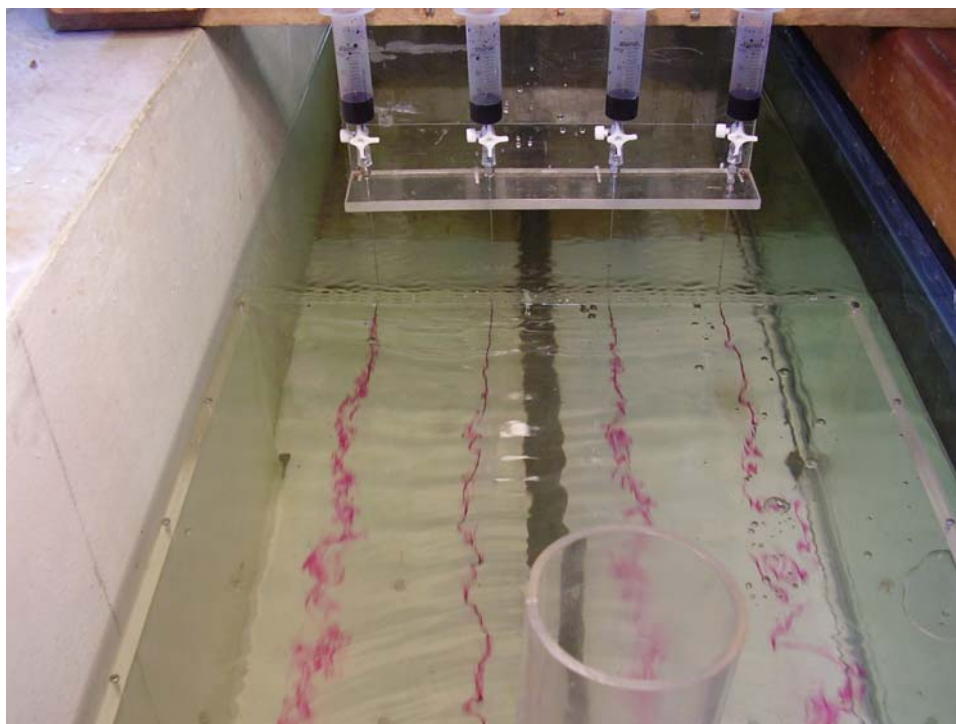


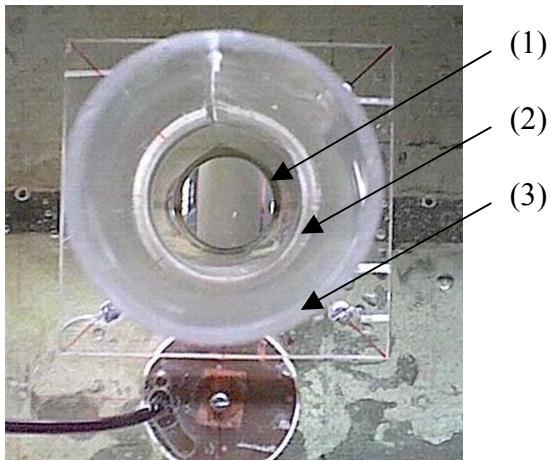
Figura 3.13 - Detalhe da seção de testes de acrílico posicionada no interior do canal de água e do sistema de injeção de tinta por agulhas.

Os experimentos de visualização foram realizados com velocidades de aproximação variando entre 0,07 m/s e 0,22 m/s.

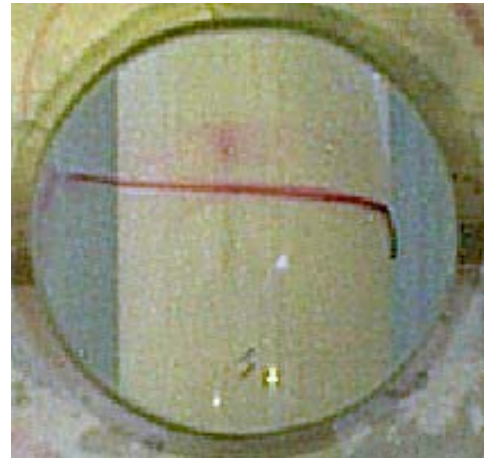
A Figura 3.14(a) mostra o detalhe do tubo lateral ao de acrílico visto através do espelho, para a geometria de dois tubos posicionados lado a lado. O detalhe de interesse é o círculo central (1), no qual se pode visualizar uma parte do tubo de PVC, onde está localizado o orifício para injeção de tinta no escoamento. Na figura, também podem ser vistos dois anéis fora de foco, que não são de interesse da visualização: o interior (2) representa o reflexo do tubo ao penetrar na água e o exterior (3) a extremidade superior do tubo de acrílico. A Figura 3.14(b) mostra uma visualização típica da injeção de tinta vista através do espelho.

Entre dois ensaios consecutivos o sistema de bombeamento é desligado e esperado o total esvaziamento do canal, para evitar que haja influência do padrão estabelecido em um ensaio sobre o outro. Para identificar cada um dos modos de escoamento, foram realizados tantos experimentos quantos necessários, já que a formação de cada padrão ocorre de forma aleatória.

Os registros das visualizações foram feitos através do uso de uma câmera digital Aiptek ligada diretamente a um micro computador portátil com resolução de até 640 x 480 pixels e através de uma máquina fotográfica Olympus modelo D-535 que gera fotos com 3,2 Mpixels e realiza filmagens com 15 quadros por segundo.



(a)



(b)

Figura 3.14 - Visualização através do tubo de acrílico. O espelho reflete a imagem do tubo lateral, permitindo visualizar o interior do banco de tubos em uma projeção vertical.

4. RESULTADOS

O presente trabalho tem o objetivo de estudar o comportamento do escoamento nas primeiras fileiras de bancos de tubos em arranjos alinhados com igual espaçamento transversal e longitudinal. Nos estudos preliminares, realizados para a elaboração deste trabalho, foi identificada a presença de uma componente do escoamento até então desconhecida, que altera as características esperadas das medições de velocidade e de pressão. Essa componente aparece de forma aleatória e intermitente, apresentando semelhanças com o escoamento desviado e biestável, que ocorre no escoamento sobre dois tubos posicionados lado a lado, para certas razões de espaçamento. Dessa forma, primeiramente foi feito um estudo sobre esse fenômeno, a fim de relacioná-lo com o que ocorre dentro do banco de tubos. Após, foi realizado um estudo com uma fileira de tubos transversal ao escoamento, a fim de verificar a geração de instabilidades e o comportamento da esteira. Finalmente, foram realizadas medições em bancos de tubos com três razões de espaçamento diferente. Os experimentos de medições foram acompanhados, em paralelo, com a realização de visualizações para ajudar na interpretação dos experimentos de medições.

4.1. Dois tubos dispostos lado a lado

Os efeitos do escoamento desviado e a presença do fenômeno biestável foram estudados a partir da análise de séries temporais de velocidades obtidas no canal aerodinâmico para a geometria de dois tubos posicionados lado a lado. O escoamento biestável é melhor detectado pelo desvio do jato que emerge da fenda entre os tubos. Assim, foram posicionadas duas sondas de fio quente, nas linhas tangentes às geratrizes internas dos dois tubos, em diferentes posições em relação ao eixo dos tubos, conforme Fig. 4.1. As sondas identificadas com sonda 1 e sonda 2 mediram, respectivamente, as velocidades denominadas V1 e V2. A velocidade de referência durante os experimentos foi de 13,8 m/s, o que corresponde a um número de Reynolds de 3×10^4 , calculado para o diâmetro do tubo. Os tubos utilizados no experimento são de PVC, com diâmetro de 32,1 mm e 146 mm de comprimento, o que dá uma razão de aspecto² de 4,55. A

² razão de aspecto é a relação entre o comprimento (L) do cilindro e seu diâmetro (D).

razão de espaçamento³ entre eles foi de 1,26 e a razão de bloqueio⁴ foi de 33%. Os tubos foram fixados na parede superior do canal.

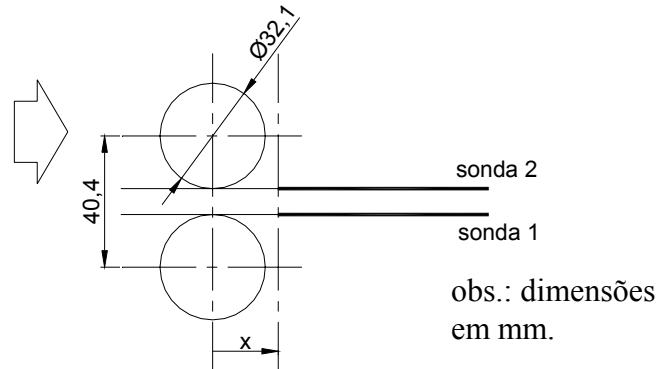


Figura 4.1 - Posicionamento das sondas para a geometria de dois tubos lado a lado (vista de planta).

A Tabela 4.1. mostra as características de três séries temporais com diferentes condições de aquisição. Na tabela, x é a distância das sondas a partir da linha de centro à jusante dos tubos, f_s é a frequência de aquisição do sinal, t o tempo de aquisição e f_c é a frequência de corte. As frequências de aquisição foram escolhidas em função das características a serem identificadas no escoamento e devem combinar com a disponibilidade de filtros para a frequência de corte, a fim de atenderem o critério de Nyquist, evitando o fenômeno de dobramento (*aliasing*). Os tempos de aquisição estão relacionados à frequência de aquisição através do número de elementos da amostra e são escolhidos em função da característica procurada. Os tamanhos de amostras permitidos pelo sistema de aquisição Dantec utilizado são listados em séries de potência de 2. Isso já facilita a aplicação dos algoritmos de análise de Fourier do Matlab©Mathworks, que fazem a subdivisão das amostras também em potências de 2. A primeira e a terceira série foram adquiridas com baixa frequência e um longo tempo de aquisição, pois seu objetivo era identificar a presença do fenômeno biestável. A segunda série, ainda próxima dos tubos, foi realizada com uma maior frequência de aquisição, a fim de que fosse possível retirar informações nas frequências mais altas do escoamento na esteira.

³ razão de espaçamento é a relação entre a linhas de centro dos cilindros, conhecida por passo (P) e o seu diâmetro (D).

⁴ razão de bloqueio é a relação entre a projeção da área ocupada pelos corpos do experimento sobre o plano da seção transversal do canal e a área dessa seção.

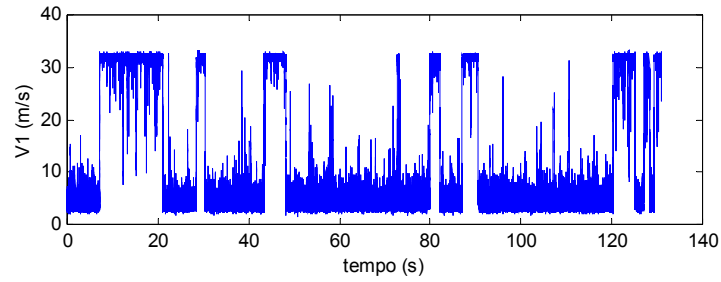
Tabela 4.1 – Características das aquisições feitas para o caso de dois tubos lado a lado.

série	x (mm)	x/d	f_s (H z)	t (s)	f_c (Hz)
1	20	0.62	1.000	131	300
2	30	0.93	8.000	8.2	3.000
3	70	2.18	1.000	65.5	300

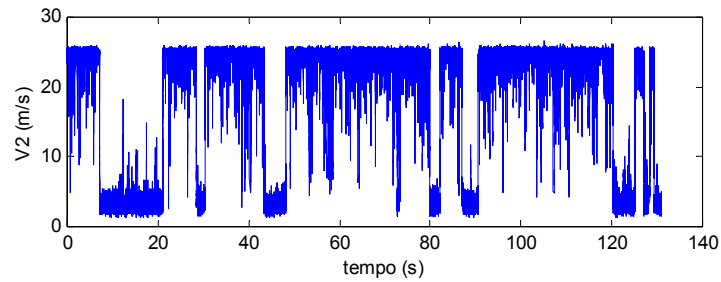
A primeira série foi obtida imediatamente após os tubos e é mostrada graficamente na Fig. 4.2. Nela, pode-se verificar que os valores médios de velocidade medidos em cada uma das sondas apresentam saltos opostos em seus valores de velocidade média. Isso caracteriza a presença do fenômeno biestável, indicando uma alteração periódica no modo de escoamento. À luz das características discutidas na revisão bibliográfica referente ao tema, pode-se afirmar que, quando a velocidade flutua ao redor de um valor médio baixo, significa que a sonda está medindo a velocidade dentro da esteira larga. Quando a velocidade flutua ao redor de um valor médio alto, o escoamento está inclinado na direção da sonda, que, nesse caso, está medindo a alta velocidade que sai do interior da fenda (ver Fig.4.10).

Para esta série, após a troca nos valores das velocidades, a velocidade V2 não atinge o mesmo patamar de velocidade média de V1. Isso está relacionado com a calibração do sistema de medição de velocidades. A cada nova montagem do conjunto sonda/suporte/cabo/CTA, deve ser verificada a calibração, contudo, nessas medições preliminares, isso não ocorreu. Entretanto, isso não invalida as medições realizadas, uma vez que pequenas variações na resistência da sonda, entre o valor da calibração e o valor no momento da aquisição, alteram o valor da tensão medida e, conseqüentemente, o valor absoluto da velocidade, não afetando as características flutuantes das velocidades adquiridas. Nessas medições, a velocidade absoluta do escoamento dentro da esteira não tem uma grande importância, sendo importante apenas a relação entre as velocidades medidas nas duas sondas e suas características flutuantes.

Pode-se verificar ainda, que para um tempo de 130 s, ocorreram cerca de quinze mudanças de modo. Isso concorda com o tempo médio encontrado por Kim e Durbim (1988) para as transições entre os dois estados assimétricos de escoamento.



(a) sonda 1



(b) sonda 2

Figura 4.2 – Velocidades instantâneas para a série número 1.

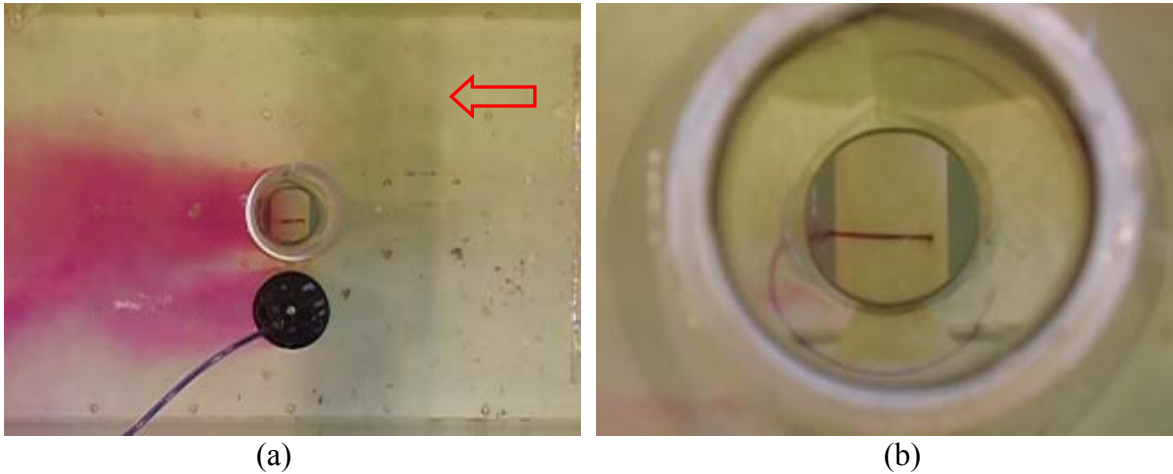
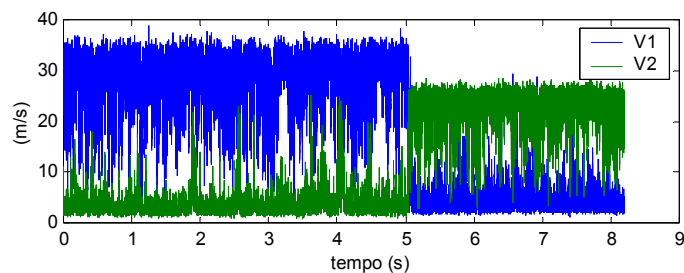


Figura 4.3 - Visualização do escoamento sobre dois tubos posicionados lado a lado (a) mostrando a formação das esteiras larga e estreita e (b) detalhe do escoamento do filete de tinta injetado na fenda estreita entre os tubos, visto através do espelho no interior do tubo de acrílico.

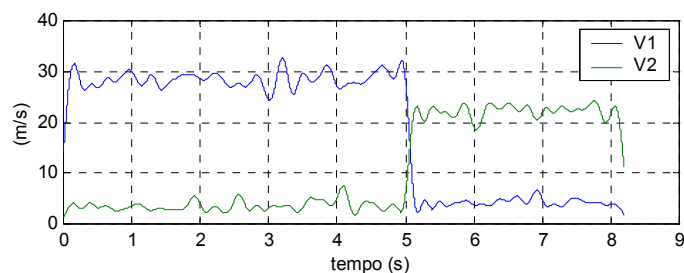
A Figura 4.3 mostra a visualização do escoamento sobre dois tubos feita no canal de água. A visualização foi feita para um número de Reynolds de $1,2 \times 10^4$, calculado com a velocidade de aproximação e o diâmetro dos tubos. Duas características importantes podem ser identificadas a partir das visualizações. A primeira é a presença do escoamento do jato desviado mostrando a formação de uma esteira larga e outra estreita (Fig. 4.3(a)). A segunda, que é vista a

através do espelho posicionado dentro do tubo de acrílico (Fig. 4.3(b)), é que o processo ocorre de forma bidimensional, pois o filete de tinta liberado dentro da fenda estreita não sofre variação no plano vertical.

A série 2, medida a uma distância de $x = 30$ mm, adquirida durante um tempo de 8,2 s, permite visualizar, através dos valores instantâneos de velocidade, a separação nos dois modos de escoamento presentes em um escoamento biestável (Fig. 4.4(a)). Na Figura 4.4(b) são mostrados os sinais de velocidade reconstruídos a partir dos coeficientes da transformada de ondaletas para o nível 10, usando ondaletas Db 20. Em função da frequência de aquisição, essa recomposição resulta em um sinal com frequências de até 3.9 Hz, eliminando, desta forma, as flutuações de frequência mais altas do que esse valor. Na figura, pode-se perceber uma mudança no modo de escoamento da esteira no tempo aproximado de 5 s, onde há uma troca entre os valores de velocidades medidos nas duas sondas. Neste caso, também se pôde verificar que a velocidade V2 não atingiu o mesmo patamar de velocidade média que V1 tinha no primeiro trecho.



(a)



(b)

Figura 4.4 – Características das velocidades medidas na série 2: (a) velocidades instantâneas, (b) reconstrução do sinal para frequência de até 3,9 Hz.

Com o objetivo de analisar as características das flutuações de velocidade, foram gerados espectrogramas para os sinais correspondentes à série 2. Os espectrogramas foram gerados através da transformada contínua de ondaletas e mostram a distribuição da energia das flutuações

de velocidade nos domínios do tempo e da frequência simultaneamente. Os gráficos dos espectrogramas são apresentados na forma tridimensional, onde os eixos da base representam o tempo e a frequência e as elevações, a energia contida no sinal. Essa representação permite uma visão global do comportamento dos sinais, contudo, dificulta a identificação das coordenadas associadas às elevações.

Os espectrogramas mostrados na Fig. 4.5 foram gerados para uma faixa de frequências de interesse de 20 a 200 Hz (com intervalos de 5 Hz) a fim de evitar que as altas energias contidas nas frequências mais baixas mascarassem os resultados, causando confusão na análise. No espectrograma mostrado na Fig. 4.5(a), para a velocidade V1, identificam-se valores mais altos de energia, distribuídos entre as frequências de 20 a 100 Hz, que estão associados aos maiores valores de velocidade nos primeiros 5 segundos de aquisição, conforme mostrados na Fig. 4.4(a). Após esse tempo, a energia contida nos picos cai para valores menores, permanecendo até o final da aquisição. Na Fig. 4.5(b), nota-se que no intervalo inicial do espectrograma da velocidade V2, os picos de energia são de baixa intensidade até cerca de 3,5 segundos, que corresponde aos baixos valores de velocidade. A partir desse ponto, há uma elevação na energia contida no sinal, distribuída também na faixa de 20 a 100 Hz, que permanece até o final. Para a velocidade V2 o nível de energia eleva-se um pouco antes dos 5 segundos. Isso está associado com os saltos de velocidade que ocorrem ao redor de 4 segundos (ver Fig. 4.4(a)), indicando que a troca no modo de escoamento não se dá instantaneamente, mas sim, começa a ocorrer um aumento nas flutuações de velocidade em diversas frequências, até o momento da troca na direção do escoamento. Alam et al. (2003) tratam desse aspecto observando que, entre os dois modos de escoamento, há um modo intermediário com frequência característica diferente daquelas relativas às esteiras larga e estreita. Observa-se que a energia no segundo trecho do sinal V2 é menor do que aquela contida no primeiro trecho de V1, porque a velocidade medida V2, no segundo trecho, possui valor menor do que V1 no primeiro trecho.

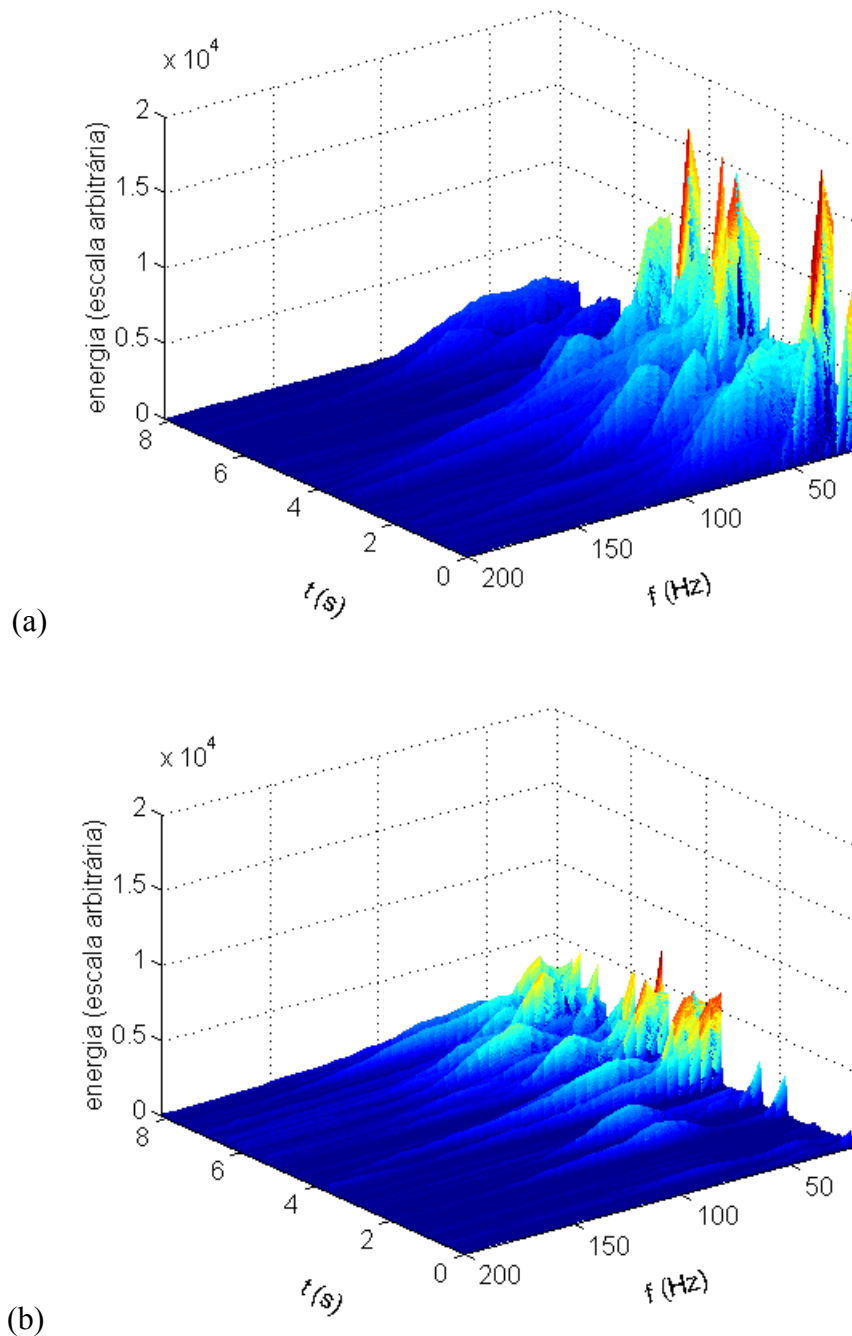


Figura 4.5 – Espectrogramas dos sinais de velocidade para a série 2: (a) V1, (b) V2

Para estudar os efeitos transitórios do escoamento, as séries de velocidades V1 e V2 foram separadas em dois conjuntos, identificados no presente trabalho como modo 1 e modo 2 de escoamento. O primeiro conjunto é composto pelos valores medidos do tempo zero até 4,1 s, o que corresponde a um conjunto de 2^{15} (32768) elementos. O segundo conjunto é tomado do tempo 5,5 s até 7,6 s, correspondendo a 2^{14} (16384) elementos. A partir dessa separação, foram calculados os quatro momentos da função densidade de probabilidade, a fim de caracterizar cada modo de escoamento.

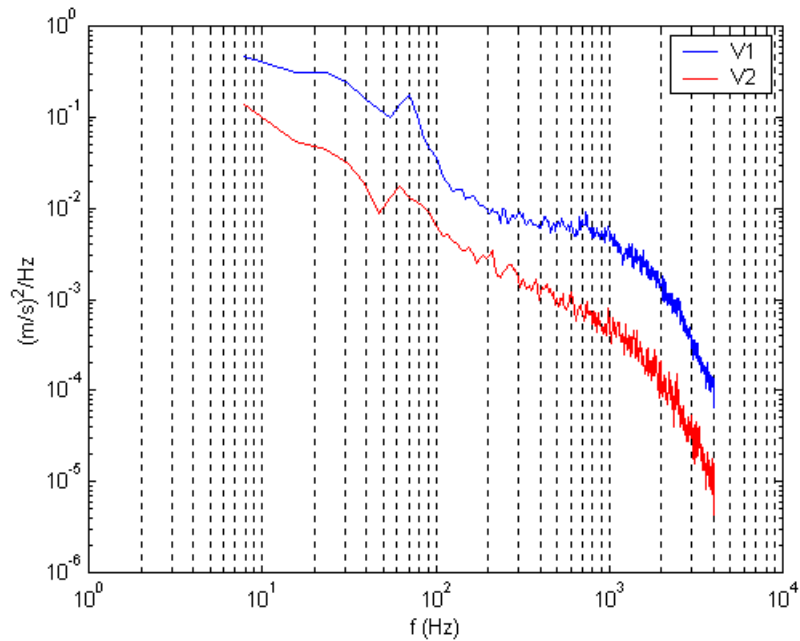
Tabela 4.2 – Características estatísticas dos modos 1 e 2 para a série 2.

	modo 1		modo 2	
	V1	V2	V1	V2
Velocidade média (m/s)	28.39	3.59	4.37	22.23
Desvio padrão (m/s)	5.48	2.43	2.62	3.70
Assimetria	-1.57	3.60	3.02	-1.83
Planicidade	5.33	20.40	16.71	6.71

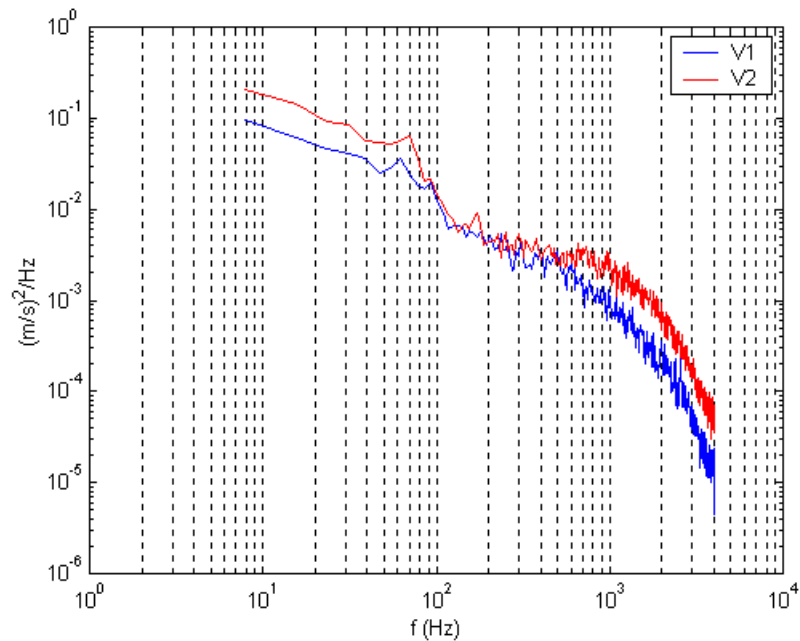
Da Tabela 4.2, pode-se verificar que a troca entre os valores de velocidade média obtidos pelas sonda um e dois, caracterizados como modos 1 e 2 de escoamento, também aponta para uma troca entre as propriedades estatísticas dos sinais, principalmente do terceiro e do quarto momento. Esse comportamento está associado à troca na direção do escoamento da fenda, que faz com que cada sonda meça ou a velocidade do escoamento da fenda, ou a velocidade dentro da esteira larga. Apesar da troca na direção do escoamento e das posições das esteiras larga e estreita, cada modo de escoamento apresenta suas próprias características estatísticas, levando a concluir que a principal alteração no comportamento do escoamento biestável é a troca na orientação do escoamento da fenda.

Os espectros de flutuação de velocidade obtidos através da função densidade espectral de potência, para os dois sinais de velocidade, divididos nos dois modos de escoamento, são mostrados na Fig. 4.6. Para o modo 1 (Fig.4.6(a)), pode-se identificar a presença de uma frequência predominante de cerca de 70 Hz na velocidade V1 e de cerca de 60 Hz em V2. Esses valores correspondem, respectivamente, a números de Strouhal de 0,16 e 0,14, calculados com a velocidade de referência e estão relacionados aos vórtices da esteira larga. Para o modo 2 (Fig.4.6(b)), no sinal de velocidade V2 é possível identificar um outro pico de energia na frequência de 180 Hz, que corresponde a $S = 0,42$, relacionado com a esteira estreita. Para o modo 1, a frequência relativa à esteira estreita aparece de modo bastante sutil no espectro da velocidade V1, indicando que a sonda, devido ao seu posicionamento, não foi capaz de medir com precisão dentro da esteira estreita. Os valores encontrados não reproduzem exatamente aqueles demonstrados por Alam et al. (2003), que, para a geometria estudada, encontrou valores aproximados para os números de Strouhal de 0,1 e 0,3, respectivamente. Isso se deve à alta razão de bloqueio usada na seção de testes do presente experimento. West e Apelt (1984) discutem acerca da relação entre a razão de bloqueio e a frequência de despreendimento de vórtices, mostrando que o número de Strouhal cresce com o aumento da razão de bloqueio. Zukauskas (1972) mostra que, para uma razão de bloqueio de 16%, há um aumento na velocidade do

escoamento ao redor de um tubo da ordem de 80%. A frequência de desprendimento de vórtices está associada a essa velocidade local e não à velocidade de referência. Como os números de Strouhal neste experimento foram calculados com a velocidade de referência, isso fez com os valores calculados fossem maiores do que o real. Contudo, as duas frequências de desprendimento características do modo biestável são identificadas.



(a)



(b)

Figura 4.6 – Densidade espectral de potência das flutuações de velocidade: (a) modo 1, (b) modo 2.

Os sinais de velocidade relativos à série 3 foram obtidos a uma distância de $x = 70$ mm em relação a linha de centro dos tubos. Analisando-se os valores instantâneos de velocidade para os valores medidos nas duas sondas (Fig. 4.7(a)), nada se pode afirmar a respeito de troca de modos de escoamento. Utilizando-se a transformada discreta de ondaletas e fazendo-se a reconstrução dos sinais para frequências de até 0,48 Hz e 0,97 Hz, esse comportamento é confirmado, conforme pode ser visto na Fig. 4.7(b), onde se verifica que não há troca entre os valores de velocidade média, mas sim variações praticamente simultâneas dos dois valores ao longo do tempo.

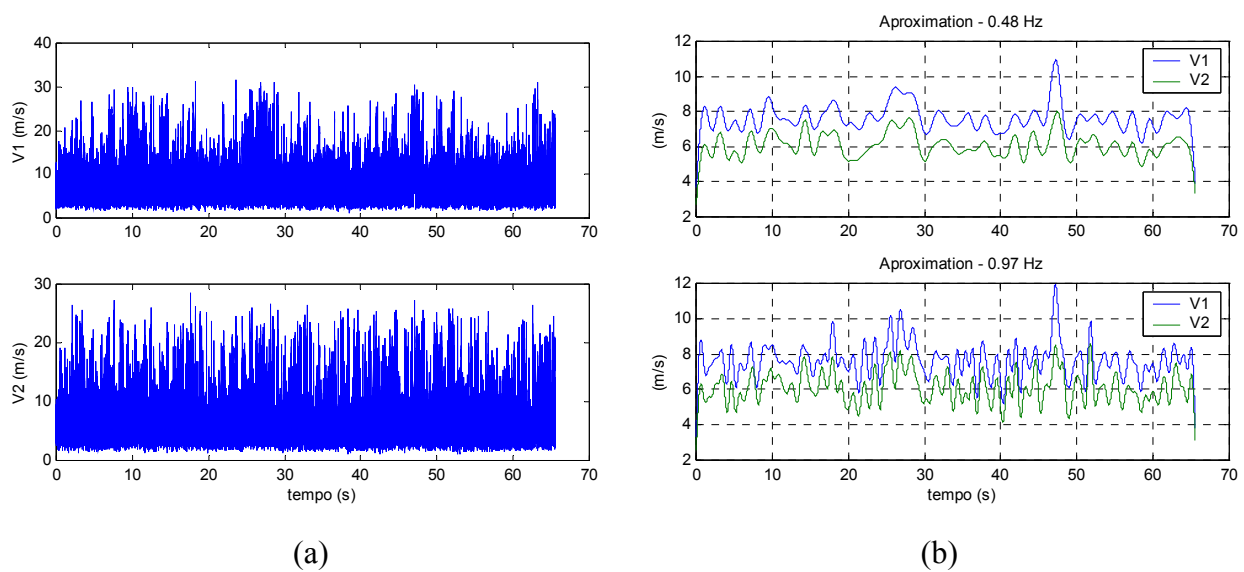


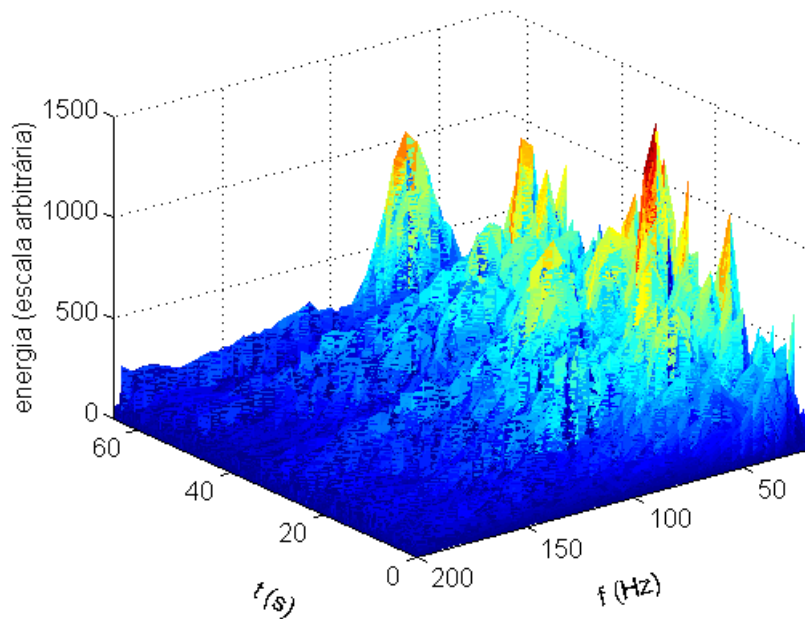
Figura 4.7 – Características das velocidades medidas na série 3: (a) velocidades instantâneas, (b) reconstrução do sinal para frequência de até 0,48 Hz e 0,97 Hz.

Aplicando-se a transformada contínua de ondaletas nos sinais de velocidade da série 3, a fim de obter seus respectivos espectrogramas, para frequências de 20 a 200 Hz, nenhum comportamento claro de mudança no modo de escoamento é identificado (Fig. 4.8 (a) e (b)). Os dois espectrogramas demonstram uma distribuição de energia regular na faixa de frequências de 0 a 150 Hz ao longo de todo o período de aquisição, com alguns picos concentrados na faixa de 50 a 100 Hz e outros isolados de alta energia em frequências próximas a 20 Hz.

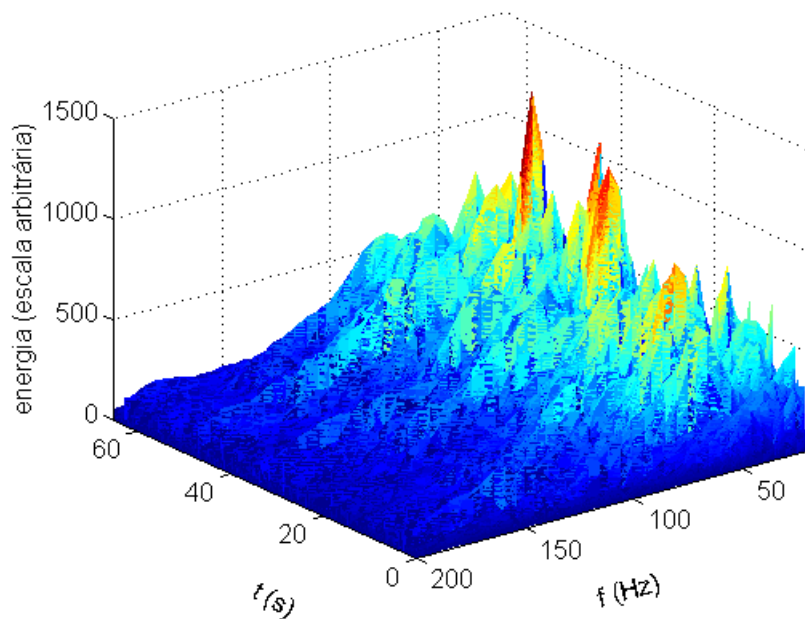
Desta forma, pode-se considerar que as duas sondas mediram a velocidade dentro da mesma esteira. Isto ocorre devido ao posicionamento das sondas, que, a uma certa distância, na presença de um escoamento de fenda desviado, medem apenas a esteira larga.

Na Tabela 4.3 são apresentados os resultados dos quatro momentos da função densidade de probabilidade, calculados para os sinais completos de velocidade da série 3. Da Tabela 4.3, pode-se verificar que os valores medidos em ambas as sondas possuem características

correspondentes àquelas relativas à esteira larga, como era de se esperar, em função da distância do ponto de medição em relação ao eixo dos tubos. A essa distância, há uma estrutura única e o fenômeno biestável já não pode mais ser detectado. A diferença nos valores das duas velocidades médias mostradas na Tab. 4.3 está associada ao fato que as sondas medem pontos diferentes dentro da esteira larga.



(a)



(b)

Figura 4.8 – Espectrogramas de velocidade da série 3: (a) V1, (b) V2.

Tabela 4.3 – Características estatísticas das velocidades medidas na série 3.

	V1	V2
Velocidade média (m/s)	7.65	6.10
Desvio padrão (m/s)	3.84	3.52
Assimetria	1.40	1.81
Planicidade	6.23	7.32

A Figura 4.9 mostra o espectro de energia calculado através da função densidade espectral de potência, onde se verifica a presença do pico de frequência de cerca de 70 Hz ($S = 0,16$), relativo à esteira larga, nos dois sinais de velocidade, confirmando que as duas sondas na medição relativa à série 3, estão posicionadas dentro da esteira larga.

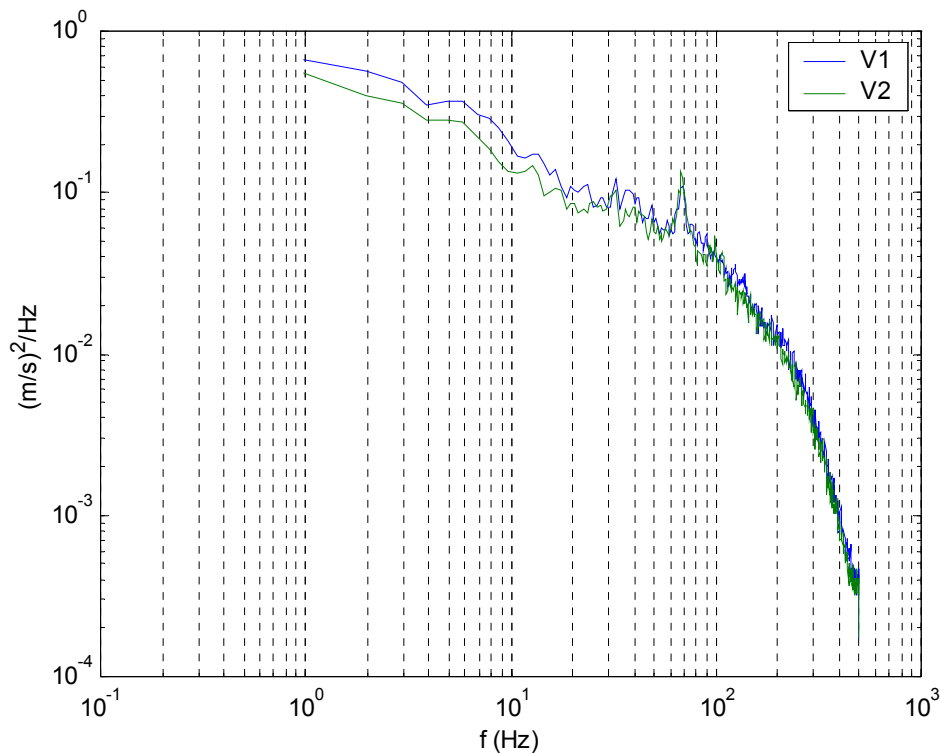


Figura 4.9 - Densidade espectral de potência dos sinais de velocidade relativa à série 3.

A Figura 4.10 mostra as duas situações características de posicionamento das sondas. Na Figura 4.10(a), a sonda 2 mede a velocidade do jato desviado que sai da fenda estreita entre os tubos, enquanto a sonda 1 mede a velocidade do escoamento dentro da esteira larga. Na Figura 4.10(b), as duas sondas medem a velocidade dentro da mesma esteira larga.

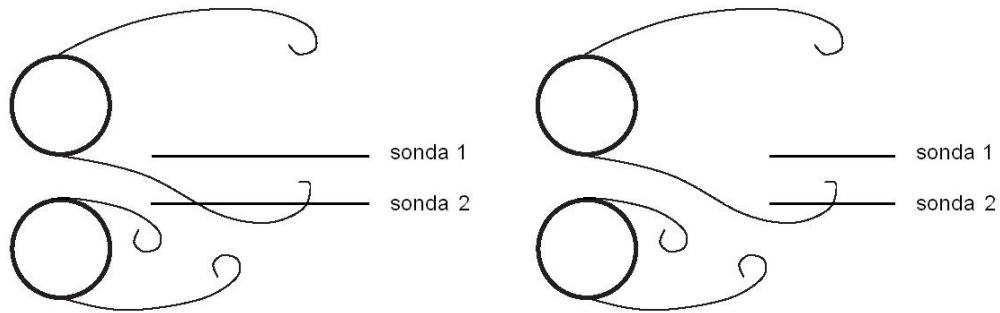


Fig. 4.10 - Posicionamento das sondas na esteira de dois tubos. (a) a curta distância, séries 1 e 2, (b) série 3.

4.2. Fileira de tubos

O estudo do escoamento através de uma fileira de tubos foi efetuado através de medições de pressão ao redor de cada um dos cinco tubos da fileira e de velocidade na esteira. A medição de pressão foi realizada utilizando-se um transdutor de pressão piezo-resistivo, posicionado na altura média do tubo pelo dispositivo de fixação, mostrado na Fig. 3.2, e usando a referência angular da Fig. 3.4. As medições de velocidade foram feitas no plano médio horizontal da fileira. Primeiramente, foram realizadas medições de velocidade a jusante da fenda formada entre os tubos 3 e 4, utilizando-se duas sondas de fio reto, numa linha longitudinal tangente às suas geratrizes externas (Fig.4.11(a)) e após, a jusante, do tubo central, conforme Fig.4.11(c). Essas medições foram realizadas visando analisar a coerência e a relação de fase entre as esteiras. Os experimentos foram realizados para um número de Reynolds de $1,04 \times 10^5$, calculado para a velocidade na fenda estreita entre os tubos.

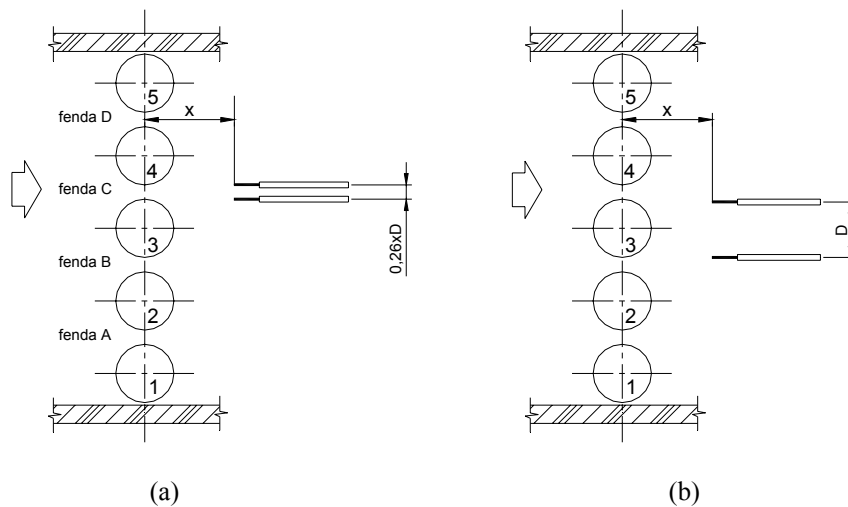


Figura 4.11 - Posicionamento das sondas na esteira de uma fileira de tubos: (a) duas sondas na esteira da fenda formada entre os tubos 3 e 4 e (b) duas sondas na esteira do tubo central.

4.2.1. Análise das medições de pressão

A Figura 4.12 mostra a distribuição de coeficientes de pressão ao redor dos tubos da fileira. Os coeficientes de pressão são calculados a partir da pressão medida em cada ponto, adimensionalizada pela pressão dinâmica, conforme sugerido por Zukauskas (1972):

$$C_p = 1 - \frac{P_a - P}{\frac{1}{2} \rho U_f^2} \quad (4.1)$$

onde P , é a pressão medida, ρ é a massa específica do fluido usado (ar) e U_f a velocidade de referência dentro da fenda. P_a é pressão de referência, que no presente estudo foi tomada no ponto de estagnação de montante.

A distribuição dos coeficientes de pressão, mostrada na Fig. 4.12, é semelhante para os tubos 2, 3 e 4, com um máximo a zero graus (correspondente ao ponto de incidência do escoamento) e picos de valor mínimo negativo para as posições de 90° e 270° . Para os tubos extremos, há uma assimetria relacionada ao efeito da proximidade com as paredes laterais, fazendo com que a distribuição de pressão apresente valores mínimos diferentes entre as posições 90° e 270° .

Na Figura 4.13, podem ser vistos os valores das flutuações de pressões apresentadas na forma de valores *rms* (média quadrática do valor quadrado médio) adimensionalizados pela pressão dinâmica, calculada para a velocidade da fenda. Os tubos 1, 3 e 5 apresentam picos de flutuação de pressão nas posições 90° e 270° , enquanto que para os tubos 2 e 4 os máximos ocorrem a 100° e 260° . Outro aumento nas flutuações de pressão ocorre na região de jusante dos tubos, dentro da esteira dos tubos mais ao centro. A maior suavidade nas curvas para o tubo 1, nas posições de 180° a 360° e para o tubo 5 nas posições de 0° a 180° graus é devida ao menor número de pontos medidos nessa região formada entre os tubos externos e as paredes laterais do túnel de vento.

Combinando os resultados dos valores de coeficientes de pressão e *rms* das flutuações de pressão é possível identificar a presença do desvio dos jatos que emergem entre as fendas estreitas dos tubos. A diferença entre os valores de pressão nas paredes dos tubos que formam cada fenda faz com que o escoamento desvie na direção da menor pressão. Isso é corroborado pelo deslocamento dos pontos de máxima flutuação de pressão, assinalados em vermelho na Fig.4.14, que caracterizam os pontos de descolamento da camada limite. Dessa forma, o padrão

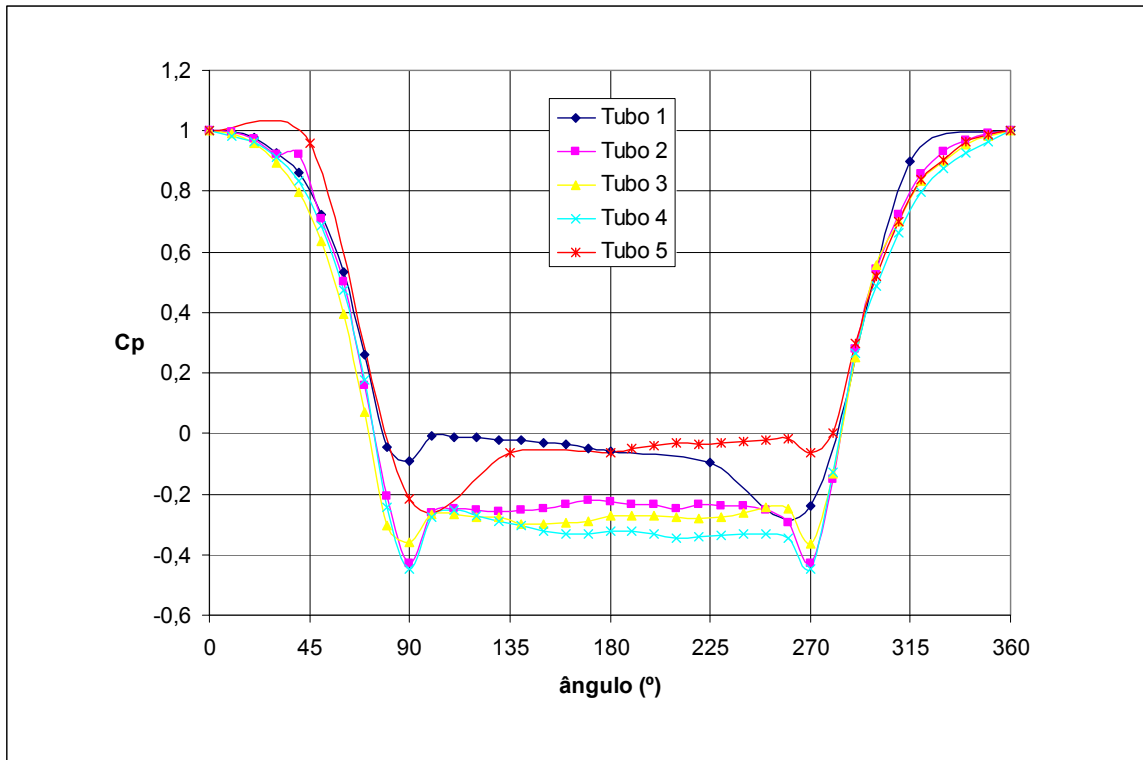


Figura 4.12 - Distribuição de coeficiente de pressão ao redor dos tubos de uma fileira. Numeração dos tubos conforme Fig.3.4.

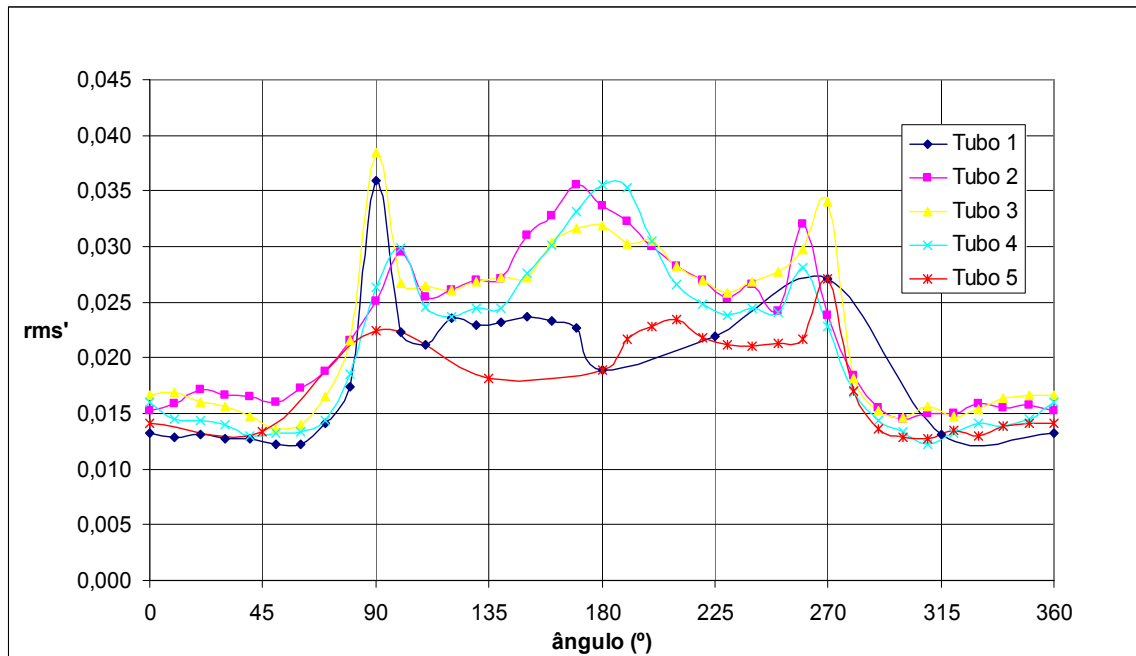


Figura 4.13 - Flutuação de pressão ao redor dos tubos de uma fileira. Numeração dos tubos conforme Fig.3.4.

encontrado é a formação de dois conjuntos de esteiras localizados atrás, respectivamente, dos tubos 2 e 4, conforme mostrado na Fig. 4.14. Esse padrão concorda com um dos regimes mostrados por Zdravkovich (1997), bem como, com um dos padrões obtido nas visualizações feitas no canal de água, mostrado na Fig. 4.15.

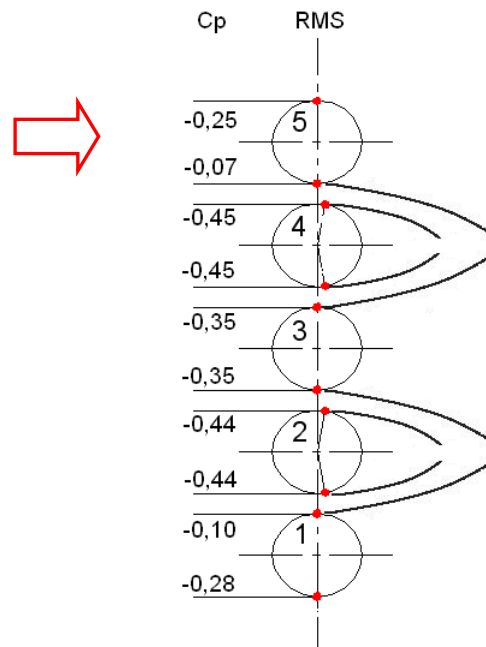


Figura 4.14 - Padrão de escoamento para uma fileira de tubos. Os círculos vermelhos são os pontos de máximo valor *rms* das flutuações de pressão.

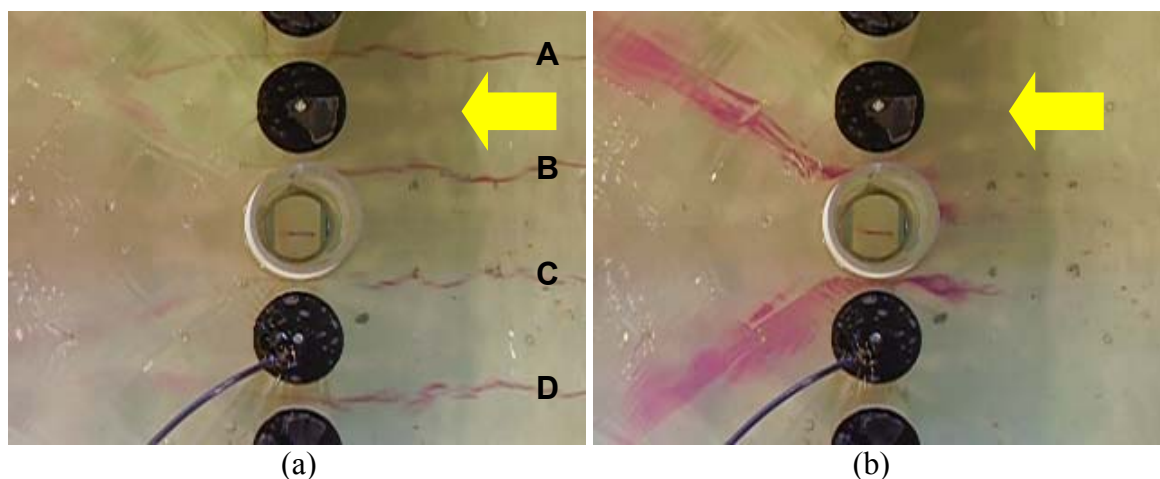


Figura 4.15 - Visualização do escoamento sobre uma fileira de tubos em canal de água. $Re = 5,28 \times 10^4$. (a) 60 mm abaixo da parede superior da seção de testes, (b) 60 mm acima do fundo do canal.

Na Figura 4.15, é mostrada a visualização do escoamento em canal de água. As letras A, B, C e D, que aparecem na Fig. 4.15(a), correspondem à seqüência de fendas estreitas entre os tubos da fileira. O padrão de desvio das esteiras mostrado na visualização corresponde ao mesmo obtido nas medições no canal aerodinâmico. Da Figura 4.15, também se pode concluir que o escoamento sobre a fileira de tubos mantém a característica bidimensional, conforme pode ser visto pelo alinhamento do filete de tinta, visto no espelho dentro do tubo de acrílico, com a direção principal do escoamento, bem como pelo fato de existir um mesmo padrão de desvio das esteiras, próximo à parede superior e próximo ao fundo. Nos experimentos de visualização sobre uma fileira de tubos, foram identificados outros dois padrões de formação da esteira. Um segundo padrão é mostrado na Fig. 4.16, onde os jatos que emergem das fendas A, B e C fundem-se em uma única e o jato da fenda D segue alinhado com o escoamento principal.

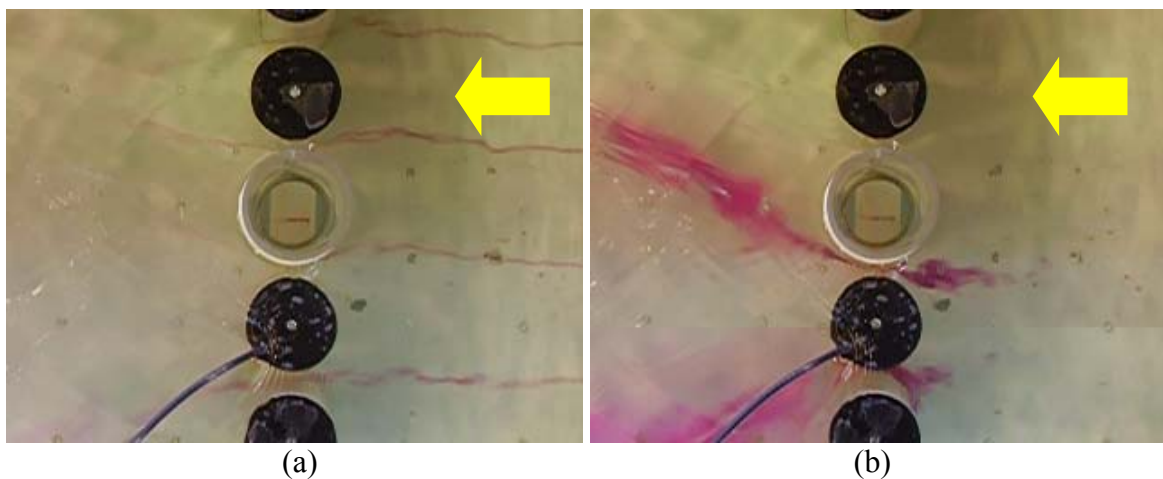


Figura 4.16 - Visualização do escoamento sobre uma fileira de tubos em canal de água. $Re = 5,15 \times 10^4$. (a) 60 mm abaixo da parede superior da seção de testes, (b) 60 mm acima do fundo do canal.

Os espectros de flutuação de pressão, calculados para os pontos a 90° no tubo 3 e 270° no tubo 4, interiores à fenda formada entre os tubos 3 e 4, mostram picos em diversas frequências, como pode ser visto na Fig. 4.17. A curva relativa ao tubo 3 apresenta picos nas frequências de 78 Hz e 600 Hz. Esses valores correspondem a números de Strouhal, calculados para a velocidade de referência na fenda (48,6 m/s), de 0,05 e 0,39 respectivamente. Para os valores medidos na parede do tubo 4, são encontrados picos no espectro nas frequências de 60 Hz, 85 Hz, 200 Hz e 580 Hz. Esses valores correspondem a números de Strouhal de 0,04, 0,06, 0,13 e 0,38. Essa variedade de números de Strouhal encontrada pode ser resumida em três faixas 0,05, 0,13 e 0,39. Essas faixas combinam muito bem com os valores apresentados em uma compilação de diversos estudos apresentada por Zdravkovich e Stonebanks (1988), onde os valores

correspondentes à razão de espaçamento estudada são: 0,06, 0,16 e 0,42. Desta forma, pode-se concluir que atrás de uma fileira de tubos com pequena razão de espaçamento, vários tamanhos de esteira podem existir e vários números de Strouhal são esperados. Para grandes espaçamentos, de acordo com a compilação referida, a esteira tende para uma única frequência, que corresponde a de um único tubo.

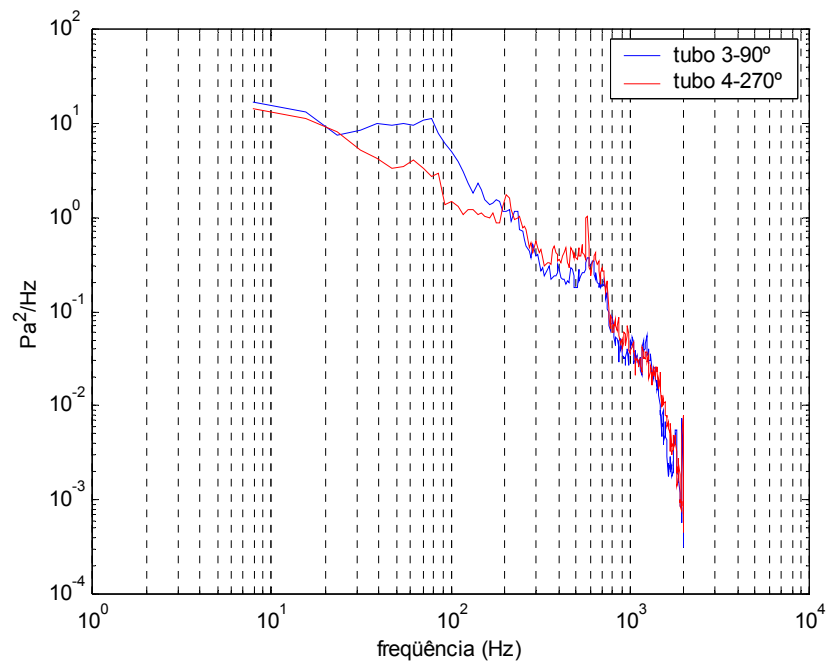
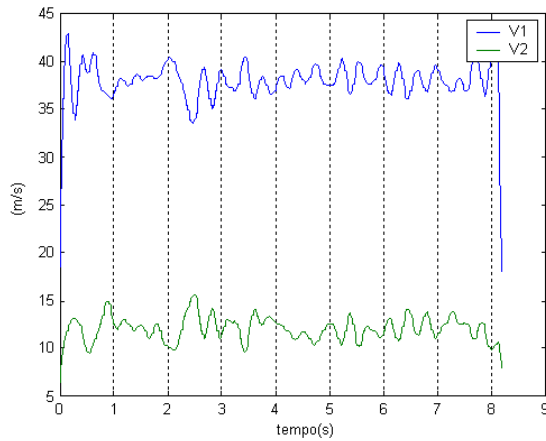


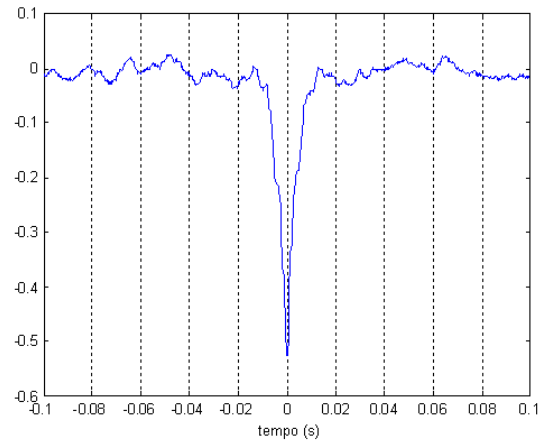
Figura 4.17 - Espectros de flutuação de pressão dentro da fenda formada entre os tubos 3 e 4.

4.2.2. Análise de velocidades

Os resultados de velocidade dentro da fenda formada pelos tubos 3 e 4, em uma distância de $x = 40$ mm a partir da linha de centro da fileira, demonstram a existência de uma oposição de fase, que pode ser identificada nos sinais filtrados por ondaletas (Fig. 4.18(a)), através da simetria entre eles. Quando a velocidade média de um cresce a do outro decresce e vice-versa. A oposição de fase também é identificada na Fig. 4.18 (b), pelo alto valor negativo da correlação cruzada. Esta característica diminui, à medida que a distância a jusante da fileira é aumentada, como pode ser visto nas Fig. 4.19(a) e (b), para a distância $x = 70$ mm, onde a simetria entre os sinais de velocidade praticamente desaparece e o valor da correlação cruzada passa a ser pequeno.

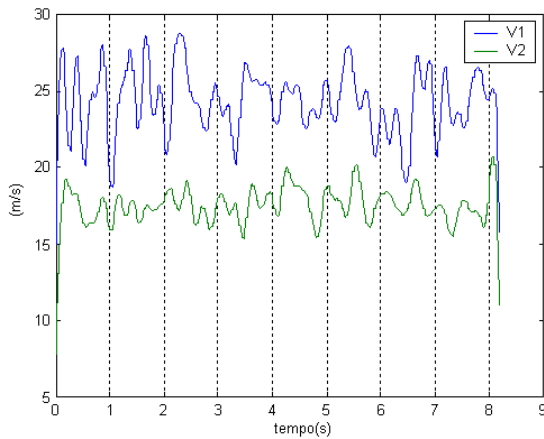


(a)

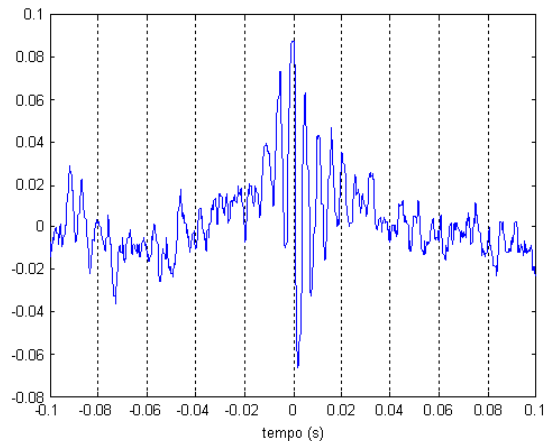


(b)

Figura 4.18 - Aproximação por ondaletas dos sinais de velocidade para o intervalo de frequência de 0 a 3,9 Hz (a) e correlação cruzada das velocidades (b) entre os tubos 3 e 4 para a posição $x = 40$ mm.



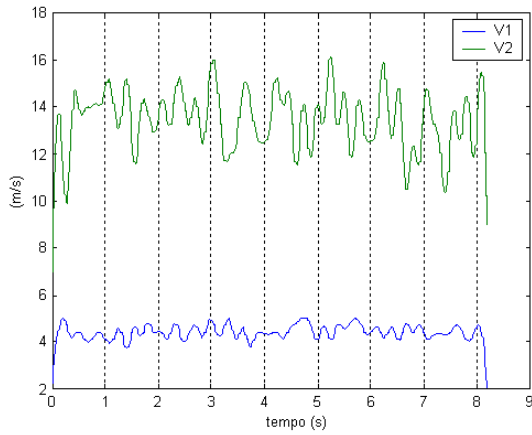
(a)



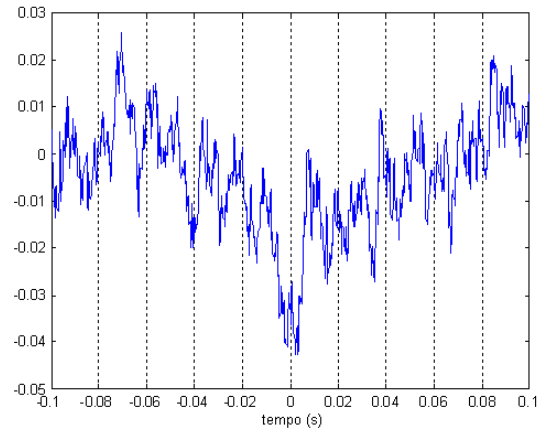
(b)

Figura 4.19 - Aproximação por ondaletas dos sinais de velocidade para o intervalo de frequência de 0 a 3,9 Hz (a) e correlação cruzada das velocidades (b) entre os tubos 3 e 4 para a posição $x = 70$ mm.

Atrás do tubo central não foi encontrada uma fase característica para as flutuações de velocidade nos dois lados da esteira, tanto para as distâncias de $x = 40$ mm como para $x = 70$ mm, conforme pode ser visto nas Figuras 4.20 e 4.21, pela ausência de simetria nas velocidades médias e pela baixa correlação cruzada.

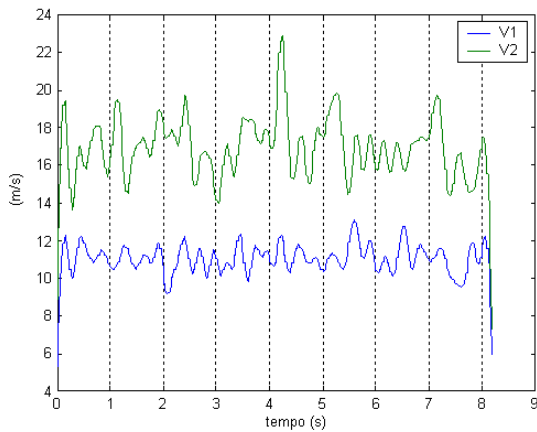


(a)

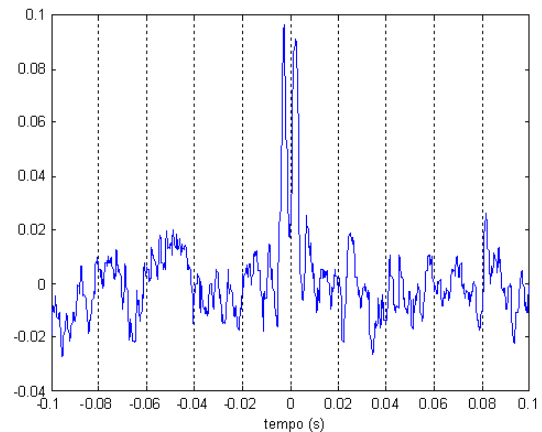


(b)

Figura 4.20 - Aproximação por ondaletas dos sinais de velocidade para o intervalo de frequência de 0 a 3,9 Hz (a) e correlação cruzada das velocidades (b) atrás do tubo central para a posição $x = 40$ mm.



(c)



(d)

Figura 4.21 - Aproximação por ondaletas dos sinais de velocidade para o intervalo de frequência de 0 a 3,9 Hz (a) e correlação cruzada das velocidades (b) atrás do tubo central para a posição $x = 70$ mm.

4.3. Bancos de tubos

4.3.1. Medições preliminares

Os primeiros experimentos, onde alterações no modo de escoamento foram detectadas, foram realizados com a finalidade de estudar a aplicação da transformada de ondaletas na análise

de escoamentos turbulentos em regime transiente (Indrusiak, 2004). Nesse trabalho foram adquiridas séries de velocidade na esteira do tubo central da terceira fileira de um banco de tubos, com arranjo quadrado e razão de espaçamento $P/D = 1,26$. A Figura 4.22 mostra o posicionamento das sondas dentro do banco de tubos.

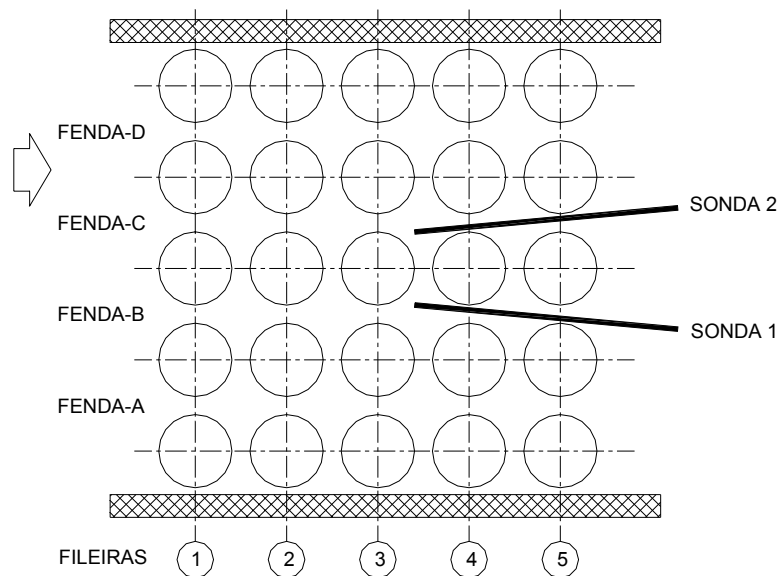
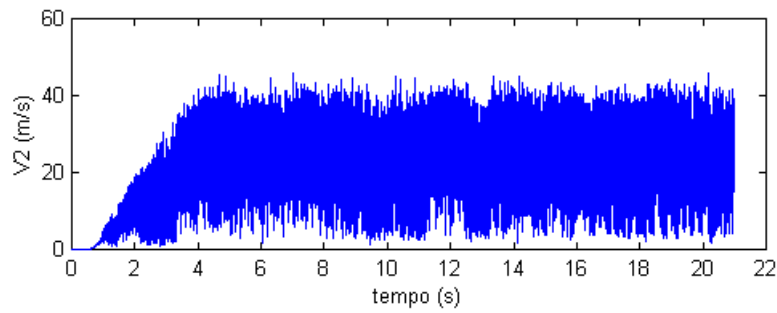
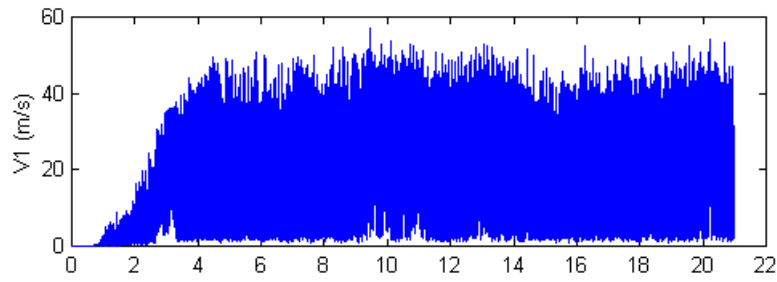
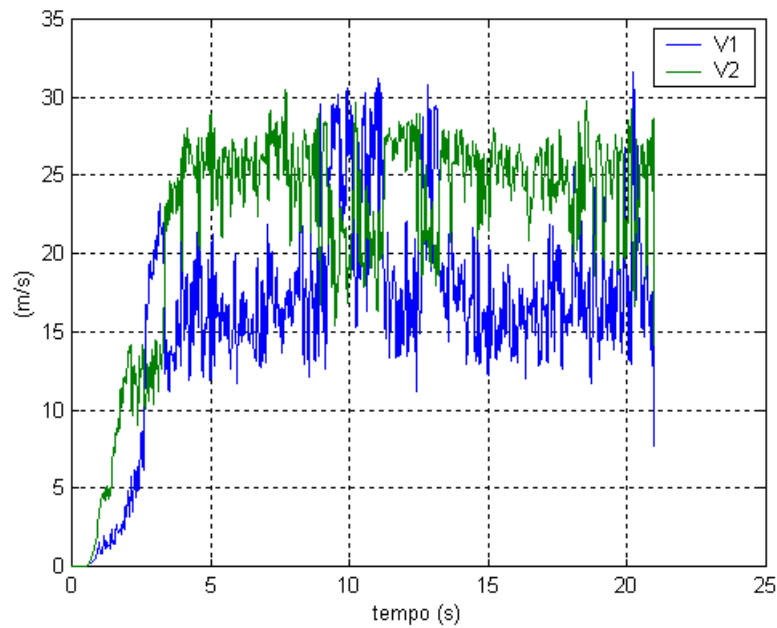


Figura 4.22 - Posicionamento das sondas dentro do banco de tubos com razão de espaçamento 1,26, atrás da terceira fileira.

Um das séries adquiridas durante os experimentos, obtida com uma frequência de aquisição de 25 kHz por 21 s durante um transitório de partida, é mostrada graficamente na Fig. 4.23(a). A reconstrução do sinal através da transformada discreta de ondaletas para frequência de 12,2 Hz é mostrada na Fig. 4.23(b). Observando-se o gráfico dos sinais de velocidades instantâneas, não é possível identificar nenhuma estrutura característica além da própria natureza turbulenta do escoamento. Contudo, no gráfico relativo à transformada de ondeletas, onde não são mostradas flutuações de velocidade de frequência filtrada até o limite de 12,2 Hz, nota-se a presença de trocas no modo de escoamento, identificadas por saltos cruzados no valor da velocidade média em cada um dos sinais.



(a)



(b)

Figura 4.23 – Velocidades obtidas atrás do tubo central da terceira fileira do banco de tubos: (a) valores instantâneos, (b) reconstrução do sinal por transformada discreta de ondaletas (Indrusiak, 2004).

A Figura 4.24 mostra um detalhe dos primeiros 6 segundos dos sinais de velocidade apresentados na Fig. 4.23(b), que permite visualizar melhor a troca nos valores de velocidade. Na Figura 4.25 são mostrados os espectrogramas das velocidades V1 e V2, gerados através de

transformada continua de ondaletas para os primeiros 5 s de aquisição, que correspondem à parte transiente medida, em uma faixa de frequências entre 10 e 300 Hz. Para permitir uma melhor localização temporal das energias dos sinais, esses espectrogramas estão apresentados em um plano contendo os domínios do tempo e da frequência e a energia é representada em uma escala de cores, que vai do azul para as baixas energias para cores mais vivas indicando os valores de energia mais altos. Na Figura 4.24, nota-se que a velocidade V1 sofre um salto no valor de sua velocidade média, no intervalo entre 2,6 s e 3,4 s. Nesse intervalo de tempo, a velocidade V2, que deveria estar aumentando, por estar em um transiente de partida, mantém um valor flutuante ao redor de 12 m/s. Nos espectrogramas, isso é mostrado pelo aumento de energia no intervalo de 2,5 a 3,5 s para velocidade V2 (Fig. 4.25(b)), principalmente nas frequências até 100 Hz, enquanto que para velocidade V1 (Fig. 4.25(a)), a energia permanece baixa. Isso está associado ao fato de que altos níveis de energia de flutuação correspondem a menores valores de velocidade média e vice-versa. A partir de 3,4 s ocorre o oposto, o aumento da velocidade média em V2 causa uma diminuição da energia no seu respectivo espectrograma, enquanto para a velocidade V1, a menor velocidade média, causa um aumento na energia de seu espectrograma.

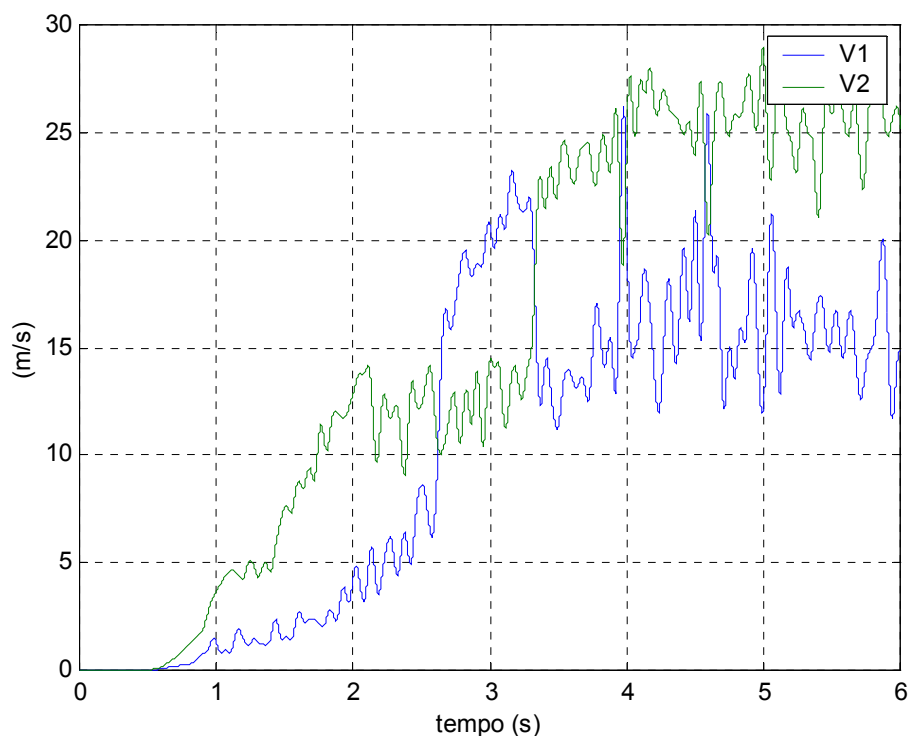
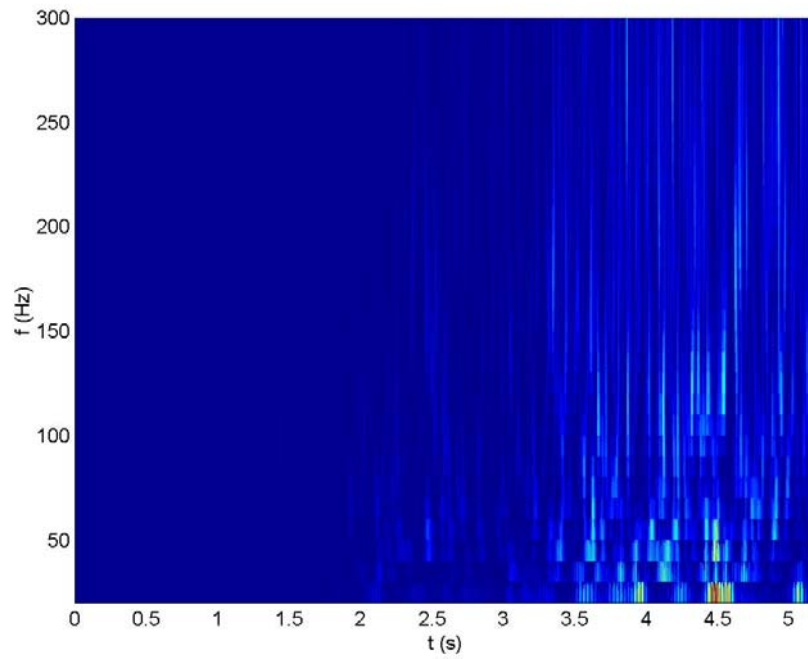
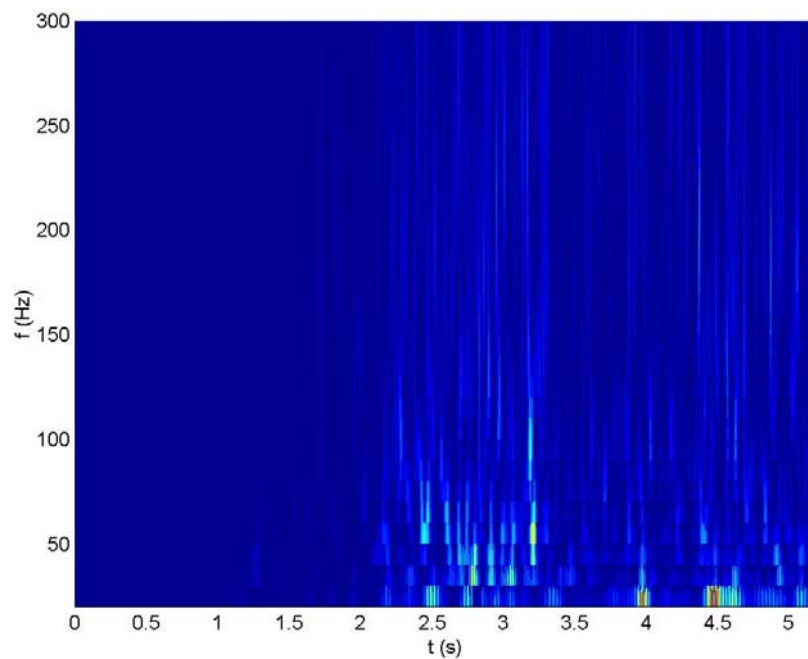


Figura 4.24 - Detalhe dos primeiros 6 segundos dos sinais de velocidade apresentados na Fig. 4.21(b) (Indrusiak, 2004).



(a)



(b)

Figura 4.25 – Espectrogramas da parte transiente dos sinais (0-5 s) mostrados na Fig. 4.21: (a) V1, b) V2 (escala de energia arbitrária).

Para interpretar melhor os resultados obtidos e aprofundar os conhecimentos acerca do modo como o escoamento ocorreu nessas medições, novas investigações foram realizadas, a fim

de melhor caracterizar este tipo de escoamento. Também foram utilizadas outras razões de espaçamento (P/D).

4.3.2. Evolução das velocidades

Medições de velocidade, dentro das fendas estreitas dos três bancos de tubos estudados, foram realizadas utilizando duas sondas retas, posicionadas conforme a Fig. 4.26, com seus fios na vertical. A distância entre as posições longitudinais corresponde a 1/4 do espaçamento entre os tubos. As sondas 1 e 2, são posicionadas ao longo das fendas longitudinais conforme mostrado na figura, sendo movimentadas em conjunto, fazendo medições em paralelo em cada uma das posições. As posições, superior, intermediária e inferior, citadas nos experimentos, estão relacionadas ao plano vertical e correspondem, respectivamente, as alturas de 43 mm, 73 mm e 103 mm, medidas a partir da parede inferior do canal aerodinâmico. Para o banco com $P/D = 1,26$, que possui cinco tubos em cada fileira, as medições de velocidade foram realizadas nos dois lados da coluna central. Para os bancos com $P/D = 1,4$ e $1,6$, que possuem quatro tubos por fileira, a sonda 1 foi posicionada na fenda central e a sonda dois na fenda mais a direita (para quem olha o canal de montante para jusante).

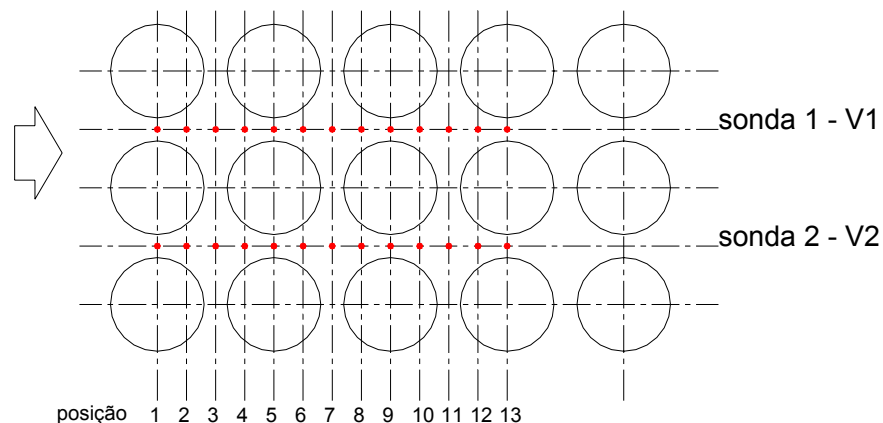


Figura 4.26 - Esquema de posicionamento das sondas dentro dos bancos para medir a evolução das velocidades (vista em planta). Os pontos de medição estão assinalados com um círculo.

As Figuras 4.27 a 4.34 mostram os resultados das medições de velocidade dentro das fendas dos bancos de tubos, na forma de velocidade média adimensionalizada pela velocidade de aproximação (referência), e as correspondentes intensidades de turbulência para cada ponto

medido, calculadas localmente, como a razão entre o desvio padrão da velocidade medida e a velocidade média no ponto. Os números de Reynolds são calculados para cada experimento, usando-se o diâmetro dos tubos e a velocidade na fenda. Analisando a evolução das velocidades dentro dos bancos de tubos, pode-se verificar que não ocorrem de maneira homogênea. Dentro das fendas estreitas (posições 1, 5, 9 e 13), as velocidades atingem valores praticamente iguais, contudo, nas posições de alargamento das fendas (região intermediária entre duas fileiras - posições 3, 7 e 11), as velocidades apresentam as maiores diferenças, mostrando que o processo de aceleração e desaceleração do escoamento dentro do banco ocorre de maneira não uniforme. Associado a esse fato, as intensidades de turbulência também apresentam uma característica interessante: onde as velocidades médias alcançam os maiores valores, as intensidades de turbulência são menores e vice-versa.

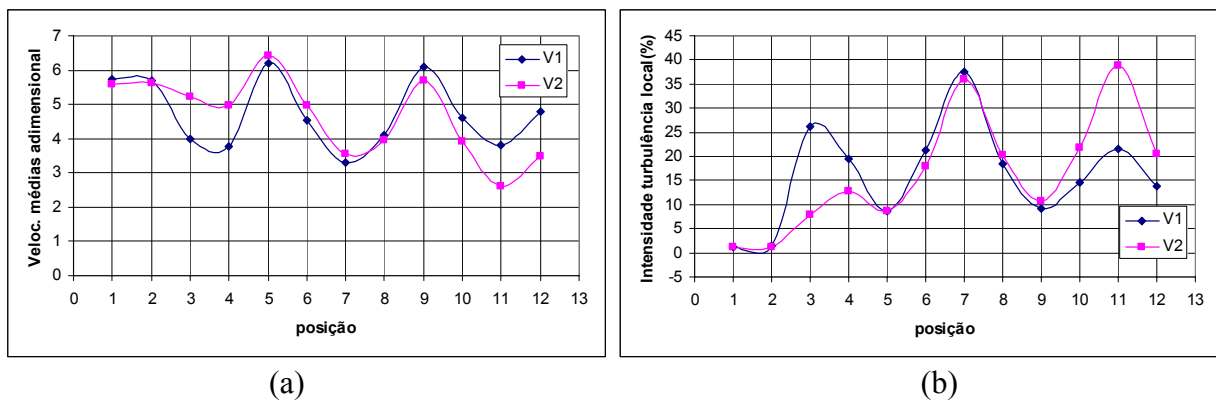


Figura 4.27 - Evolução da velocidade média (a) e intensidade de turbulência (b) dentro do banco de tubos. $P/D=1,26$, Posição superior, $Re = 8,6 \times 10^4$.

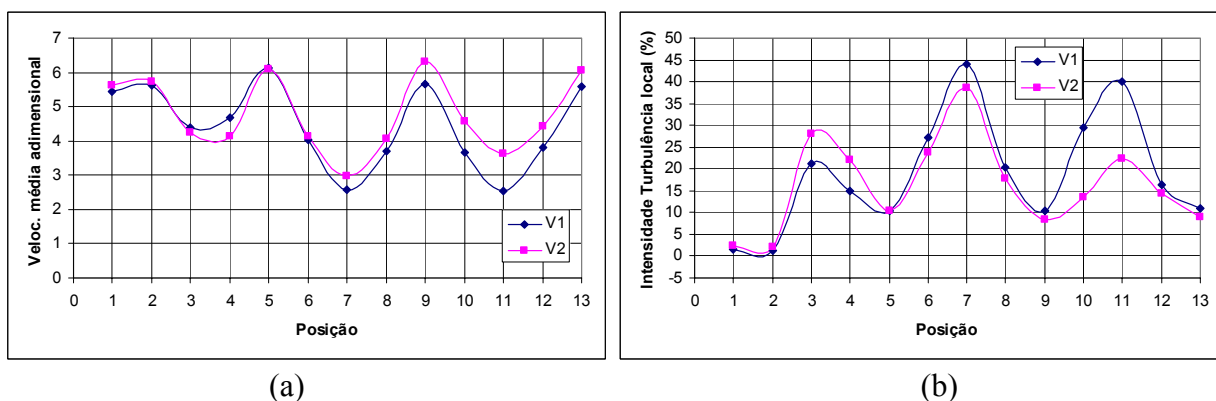
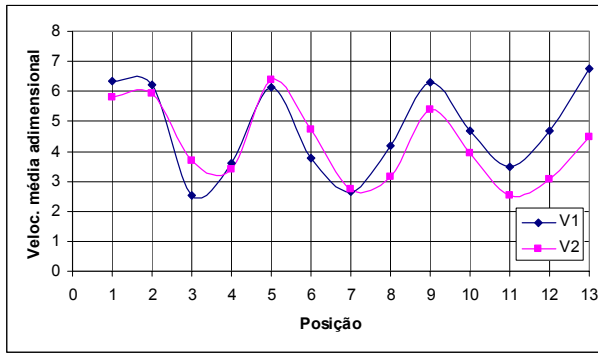
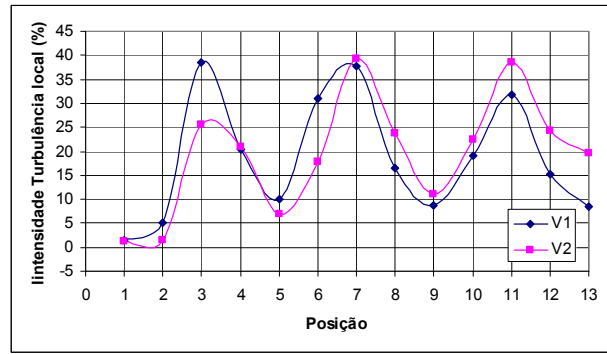


Figura 4.28 - Evolução da velocidade média (a) e intensidade de turbulência (b) dentro do banco de tubos. $P/D=1,26$, Posição intermediária, $Re = 8,6 \times 10^4$.

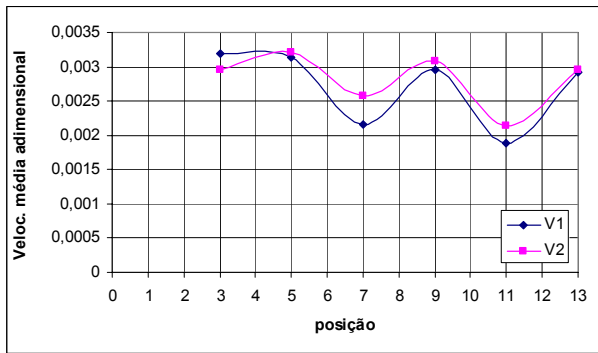


(a)

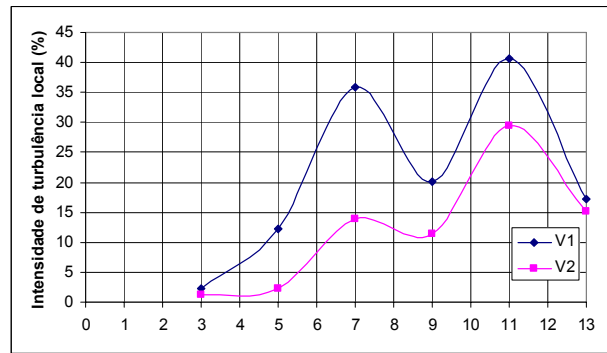


(b)

Figura 4.29 - Evolução da velocidade média (a) e intensidade de turbulência (b) dentro do banco de tubos. $P/D=1,26$, Posição inferior, $Re = 8,6 \times 10^4$.

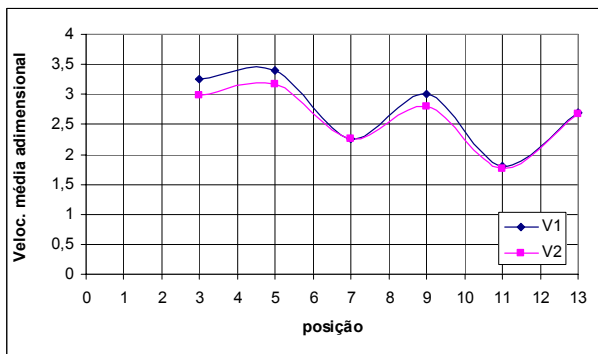


(a)

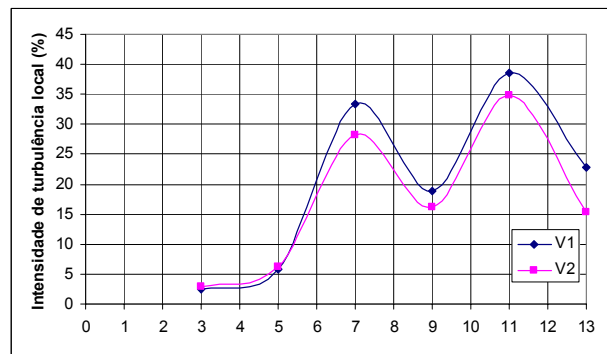


(b)

Figura 4.30 - Evolução da velocidade média (a) e intensidade de turbulência (b) dentro do banco de tubos. $P/D=1,4$, Posição superior, $Re = 7,3 \times 10^4$.

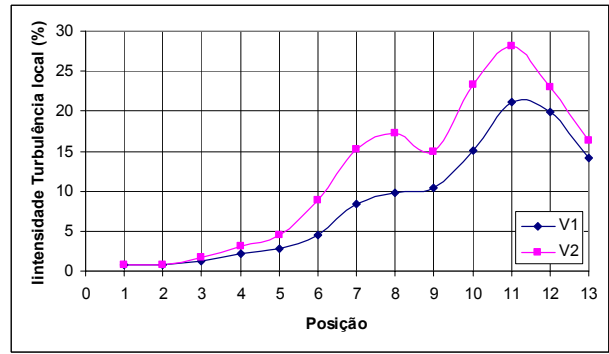
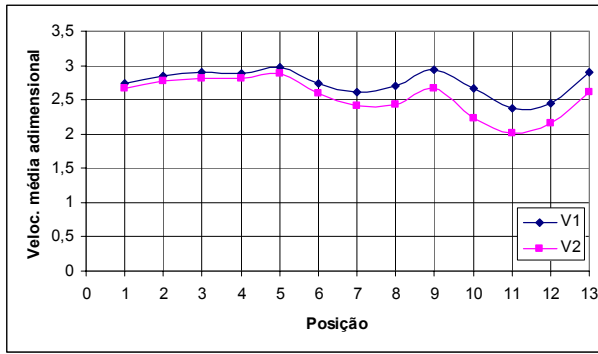


(a)



(b)

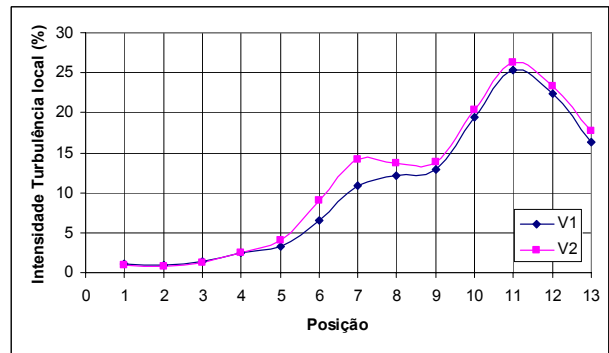
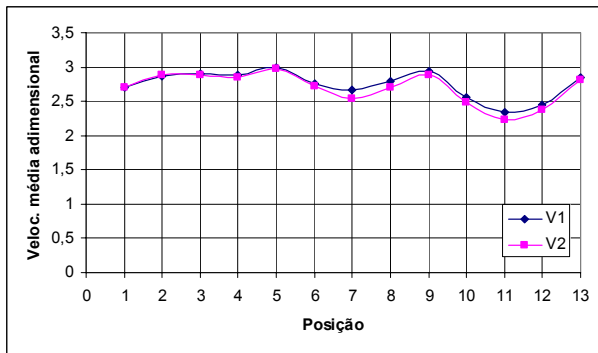
Figura 4.31 - Evolução da velocidade média (a) e intensidade de turbulência (b) dentro do banco de tubos. $P/D=1,4$, Posição inferior, $Re = 7,3 \times 10^4$.



(a)

(b)

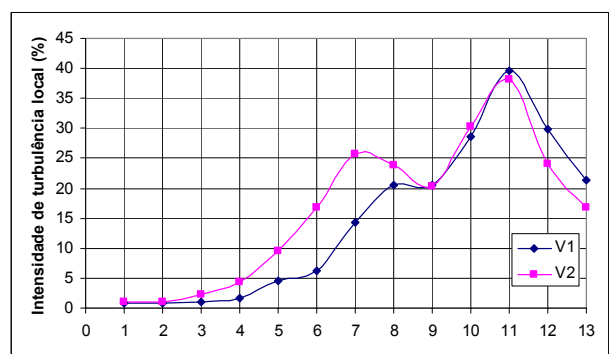
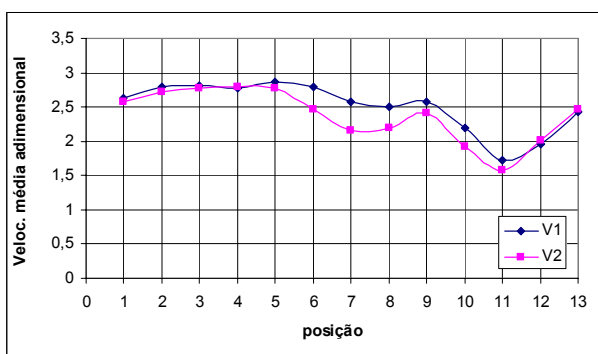
Figura 4.32 - Evolução da velocidade média (a) e intensidade de turbulência (b) dentro do banco de tubos. $P/D=1,6$, Posição superior, $Re = 7,7 \times 10^4$.



(a)

(b)

Figura 4.33 - Evolução da velocidade média (a) e intensidade de turbulência (b) dentro do banco de tubos. $P/D=1,6$, Posição intermediária, $Re = 7,7 \times 10^4$.



(a)

(b)

Figura 4.34 - Evolução da velocidade média (a) e intensidade de turbulência (b) dentro do banco de tubos. $P/D=1,6$, Posição inferior, $Re = 7,7 \times 10^4$.

O banco de tubos com razão de espaçamento de 1,26 é o que apresenta as maiores irregularidades nas velocidades médias medidas nas duas fendas. Também é o que apresenta o crescimento mais rápido das intensidades de turbulência, podendo-se afirmar que atinge seu máximo já na segunda fileira. O banco de tubos com razão de espaçamento de 1,6 apresenta características mais suaves com relação à irregularidade nas velocidades médias medidas dentro das fendas e as menores diferenças entre as intensidades de turbulência locais medidas. Tanto para o banco de tubos com razão de espaçamento de 1,4, como o de 1,6, não se pode afirmar se a intensidade de turbulência já atingiu o seu máximo, pois até a posição em que foi medida, não houve repetição dos valores encontrados.

4.3.3. Análise das pressões

As medições de pressão na parede dos tubos foram realizadas na altura média do canal em trinta e seis posições ao redor do eixo do tubo, espaçadas de 10°, totalizando uma rotação completa, utilizando o dispositivo mostrado na Fig.3.2. Foram feitas medições para as quatro primeiras fileiras de cada um dos bancos de tubos estudados. Para o banco com razão de espaçamento 1,26, as medições foram feitas na coluna central e para os bancos com razões de espaçamento de 1,4 e 1,6, a pressão foi medida nos tubos da coluna interna à direita da fenda central. Os resultados são apresentados na forma de distribuição de coeficiente de pressão e média quadrática do valor quadrado médio (*rms*) adimensionalizados pela pressão dinâmica, calculada com a velocidade nas fendas estreitas.

Devido à impossibilidade de obter o valor da pressão de estagnação para cada um dos tubos medidos, os coeficientes de pressão foram calculados como:

$$Cp' = \frac{P - P_o}{\frac{1}{2} \rho U_f^2} \quad (4.2)$$

onde P_o é a pressão de referência, que nesse caso foi usada a atmosférica.

A distribuição de coeficientes de pressão é mostrada na Fig. 4.35 para o banco de tubos com $P/D = 1,26$. O tubo da primeira fileira tem seu valor máximo na posição a zero graus, que é o ponto de estagnação de montante, e valores mínimos para 90° e 270°. A pressão de base não é uniforme. Os demais tubos apresentam picos relacionados ao recolamento e descolamento das camadas limites com magnitudes consideravelmente diferentes, devido às diferentes velocidades que incidem nos dois lados dos tubos (posições 0°-180° e 180°-360°). O gráfico de distribuição

de flutuações de pressão indica que os pontos de máximos também não ocorrem com uma distribuição uniforme para cada fileira. (Fig. 4.36).

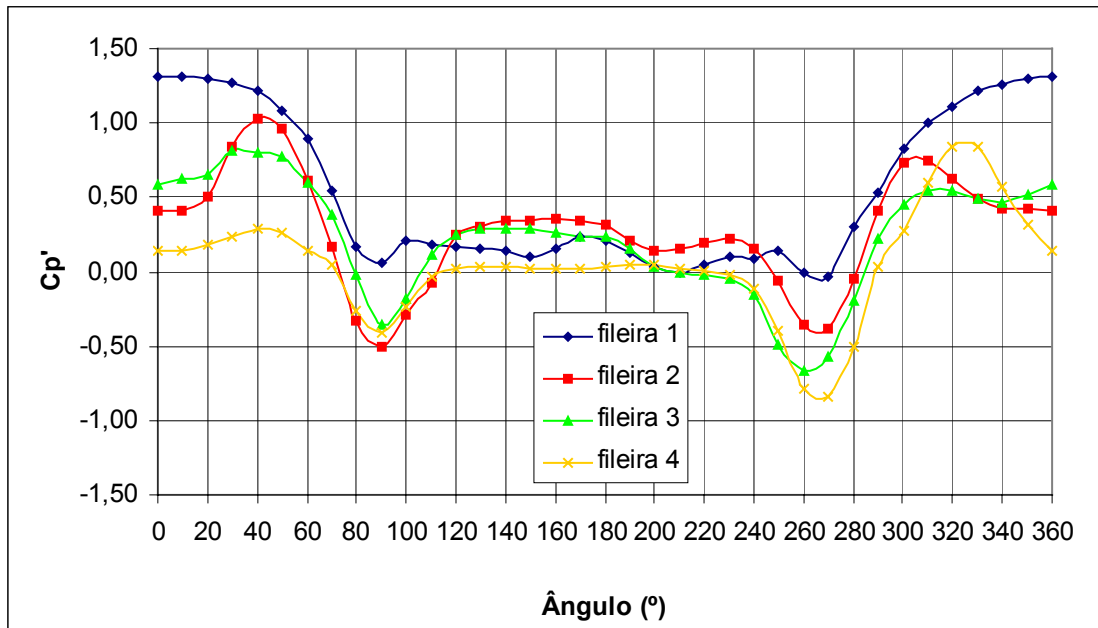


Figura 4.35 - Distribuição dos coeficientes de pressão. $P/D=1,26$, $Re= 8,4 \times 10^4$.

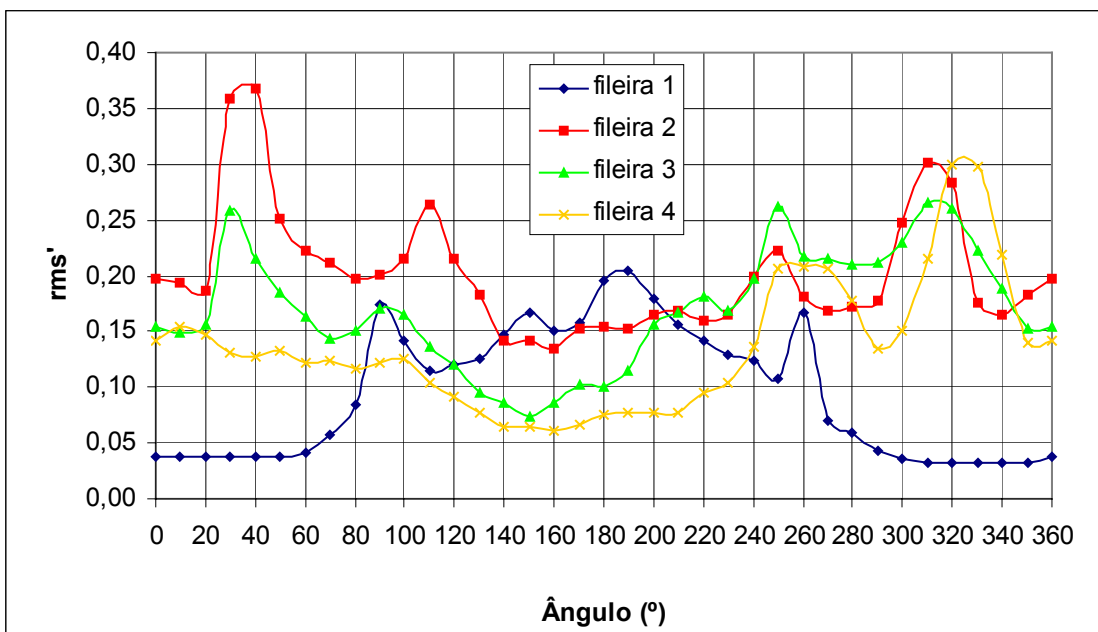


Figura 4.36 - Distribuição das flutuações de pressão. $P/D=1,26$, $Re= 8,4 \times 10^4$.

Para o banco com $P/D = 1,4$ a distribuição nos coeficientes de pressão na região de jusante passa a ser mais uniforme, contudo, os valores mínimos, apesar de estarem localizados aproximadamente nos mesmos pontos, também apresentam diferença nas magnitudes entre um

lado e o outro dos tubos (Fig. 4.37). As distribuições de máximos de flutuação de pressão também passam a ser melhores distribuídas no banco de $P/D = 1,4$ (Fig. 4.38).

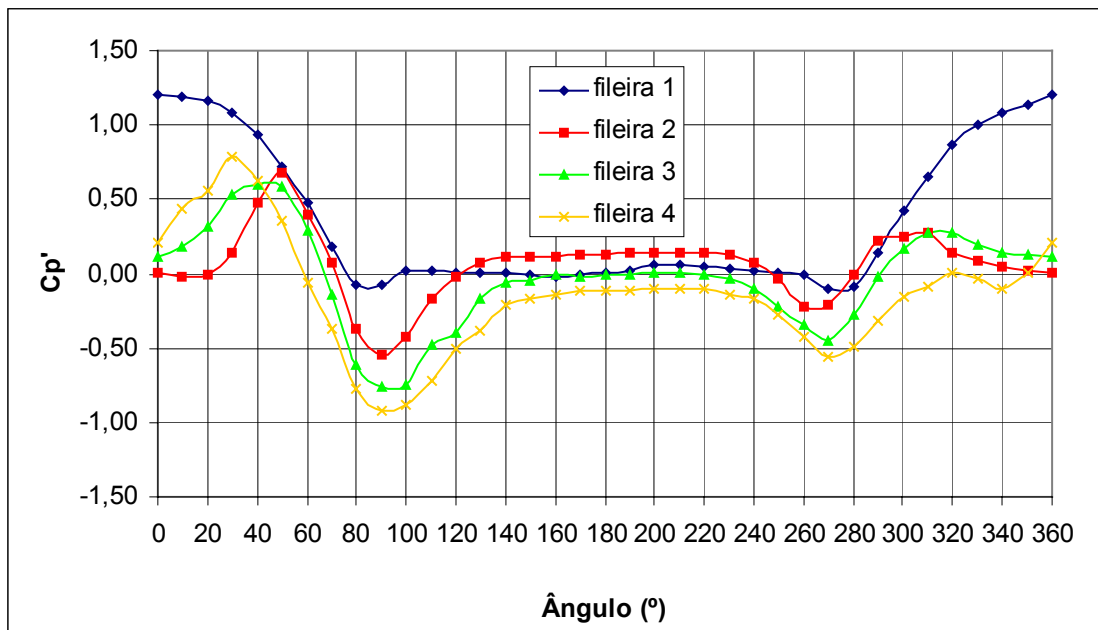


Figura 4.37 - Distribuição dos coeficientes de pressão. $P/D=1,4$, $Re=7,2 \times 10^4$.

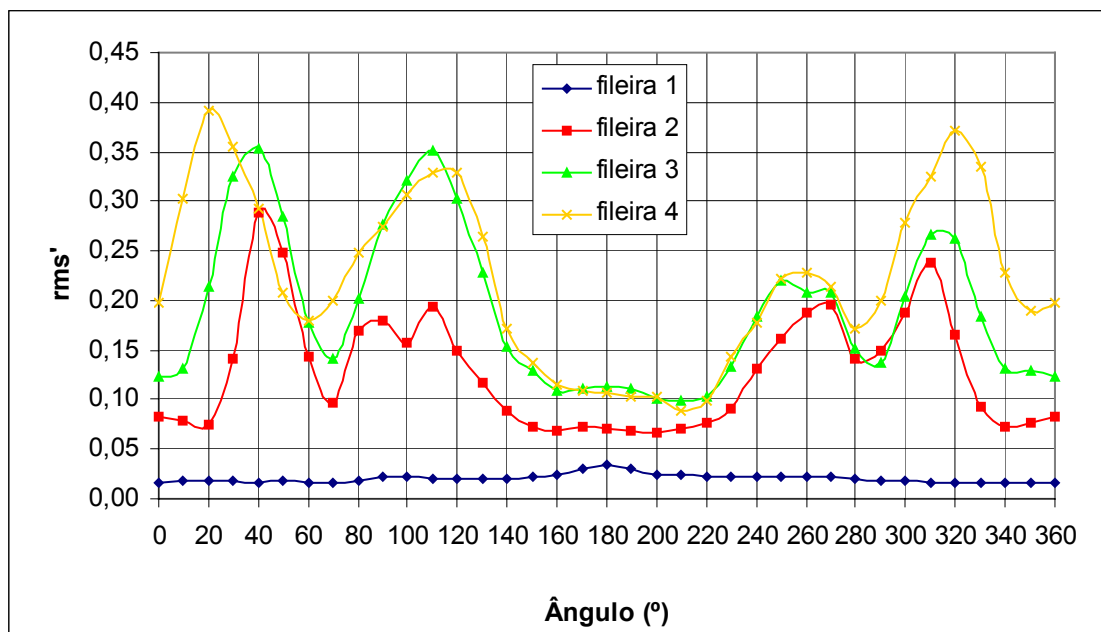


Figura 4.38 - Distribuição das flutuações de pressão. $P/D=1,4$, $Re= 7,2 \times 10^4$.

As Figuras 4.39 e 4.40 mostram os resultados para o banco com $P/D = 1,6$. É o que apresenta a distribuição de coeficientes de pressão mais uniforme, contudo, ainda mantendo as diferenças nas magnitudes entre os máximos e mínimos para cada um dos lados dos tubos. As

distribuições de flutuação de pressão também apresentam a melhor uniformidade com valores de máximos e mínimos melhor localizados.

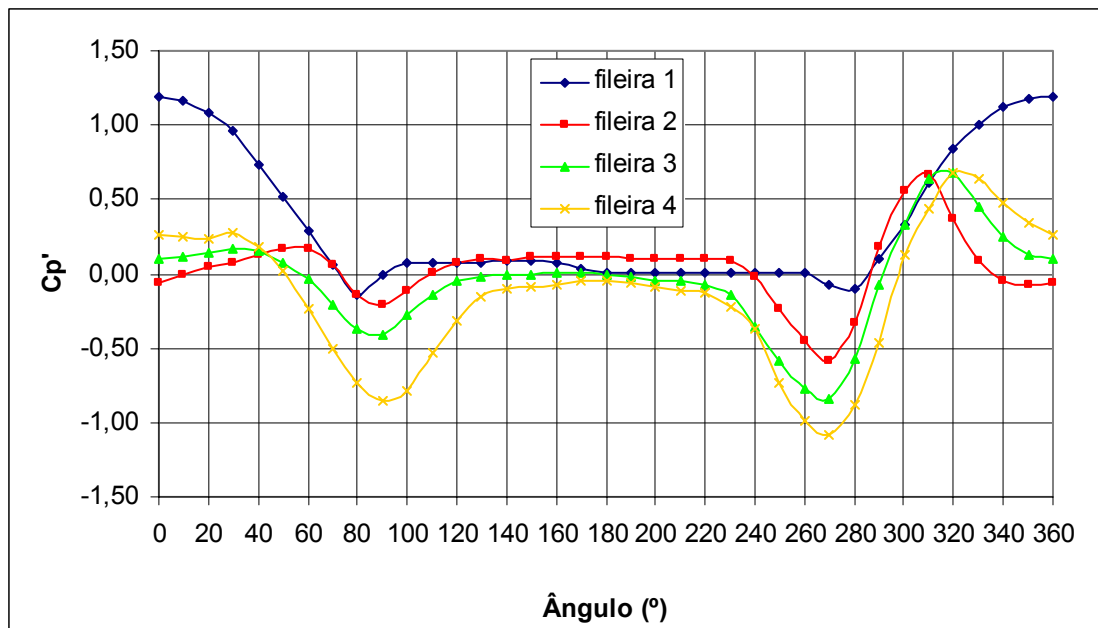


Figura 4.39 - Distribuição dos coeficientes de pressão. $P/D=1,6$, $Re=7,2 \times 10^4$.

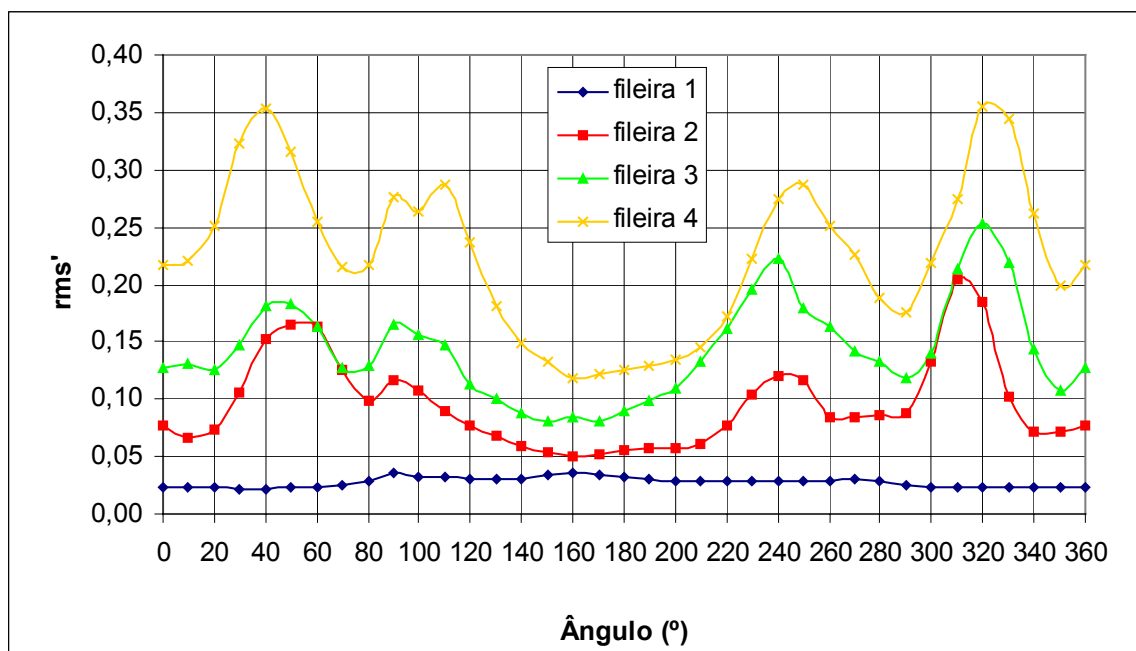


Figura 4.40 - Distribuição das flutuações de pressão. $P/D=1,6$, $Re=7,2 \times 10^4$.

A partir da análise dos gráficos de distribuição de coeficientes de pressão e flutuações de pressão, pode-se concluir que as diferenças apresentadas entre os dois lados dos tubos são essencialmente causadas pela distribuição irregular de velocidades dentro das fendas dos bancos, principalmente para os dois bancos com menores razões de espaçamento. Os valores de coeficientes de pressão encontrados neste trabalho apresentam boa concordância com aqueles apresentados em Zdravikovich (1997), para bancos de tubos alinhados com razões de espaçamento de 1,2 e 1,6.

4.3.4. Espectros de flutuação de pressão

De acordo com Alam e Sakamoto (2005), o número de Strouhal estimado a partir do sinal de pressão medido na superfície do cilindro não depende da posição periférica, se estiver na faixa de 10-170°. Assim, os espectros de flutuação de pressão foram gerados a partir da pressão medida no ponto a 90°. Em função da frequência de amostragem, de 4 kHz, os espectros foram calculados com uma banda de frequência de 7,8 Hz.

A Figura 4.41 mostra o espectro para o banco com razão de aspecto de 1,26. São identificados três picos de flutuação de pressão medidos na primeira fileira do banco. Esses picos, a 48 Hz, 140 Hz e 580 Hz, resultam em números de Strouhal de 0,042, 0,12 e 0,513, respectivamente. Os picos são de fraca energia e só ocorrem na primeira fileira. Nas demais, conforme previsto para um arranjo próximo, o escoamento já se torna completamente turbulento, sem uma grande diferença entre as energias em cada fileira. O aumento na energia que ocorre nas curvas em frequências maiores do que 1 kHz está associado com o tipo de fixação usada no transdutor de pressão e é causado pelo efeito de tubo de órgão (Endres, 1997). De acordo com a compilação de Fitzhugh de 1972, mostrada em Blevins (1990), o número de Strouhal para esse arranjo deveria estar na faixa de 0,48. Ziada (2004) apresenta valores de número de Strouhal para arranjo de banco de tubos alinhados separando em dois casos distintos: desprendimento de vórtices e ressonância acústica. Na sua carta para excitação por desprendimento de vórtices, para um banco com razão de espaçamento de 1,26, é apontado um valor em torno de 0,035. Na carta para números de Strouhal para ressonância acústica, o valor é de 0,53.

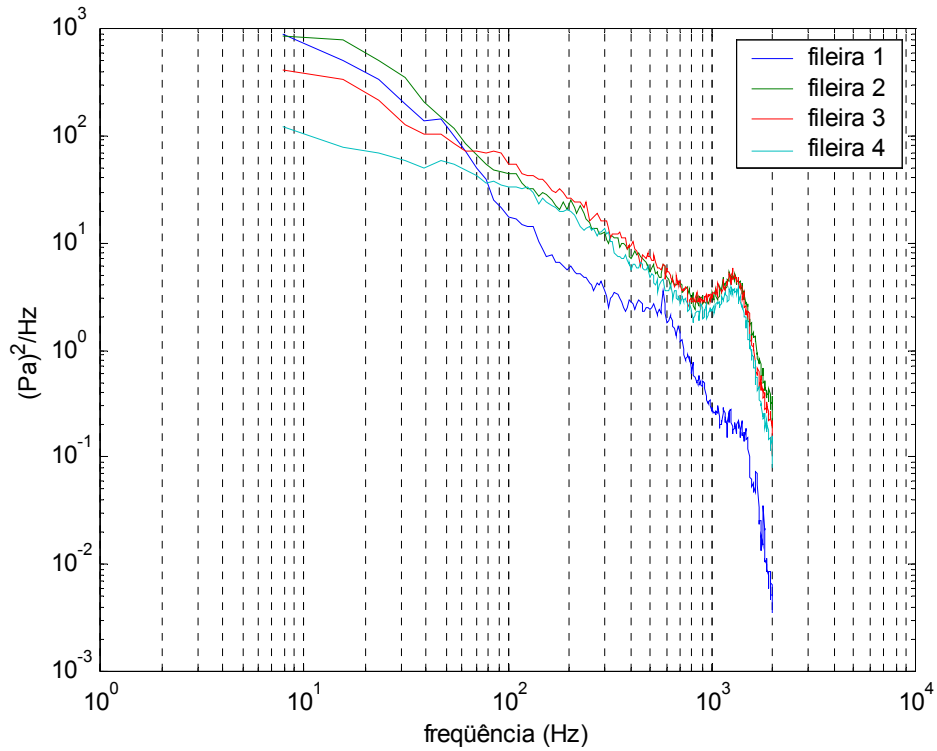


Figura 4.41 - Densidade espectral de potência das flutuações de pressão para as quatro primeiras fileiras de um banco de tubos com $P/D=1,26$.

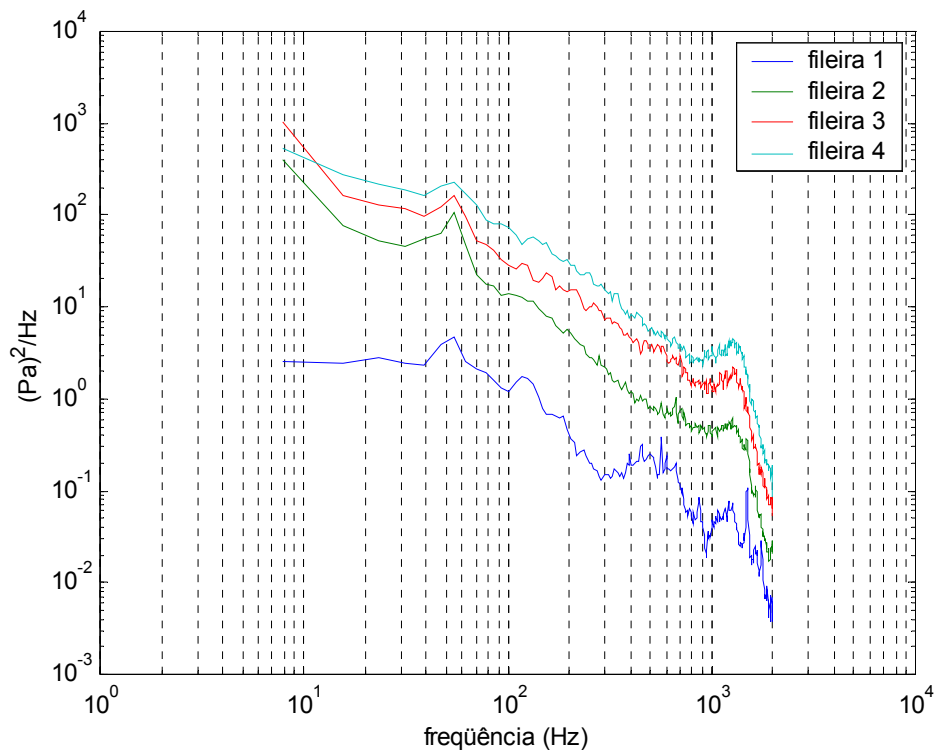


Figura 4.42 - Densidade espectral de potência das flutuações de pressão para as quatro primeiras fileiras de um banco de tubos com $P/D=1,4$.

Para o banco com razão de espaçamento de 1,4, cujos espectros são mostrados na Fig.4.42, são encontradas três faixas de frequência onde há maior concentração de energia. A primeira, que ocorre apenas na primeira fileira a 55 Hz. Uma segunda na faixa de 120 Hz, que também pode ser identificada na curva referente à segunda fileira e uma terceira, com frequência não muito clara em uma faixa de 450-700 Hz. Esses valores adimensionalizados na forma de números de Strouhal, resultam em valores, respectivamente, de 0,05, 0,11 e 0,42-0,65. O número de Strouhal de 0,05 ainda pode ser identificado nas fileiras seguintes. Outra característica interessante é a separação entre as curvas, sendo que a energia cresce da primeira para a quarta fileira. Isso está associado com o crescimento da intensidade de turbulência, como pode ser visto nas figuras de evolução da intensidade de turbulência, mostradas na seção 4.3.2. De acordo com as referências citadas, os números de Strouhal para essa geometria mostrados são: um valor um pouco maior do que 0,035, para desprendimento de vórtices, e um valor entre 0,5 e 0,53, para ressonância acústica.

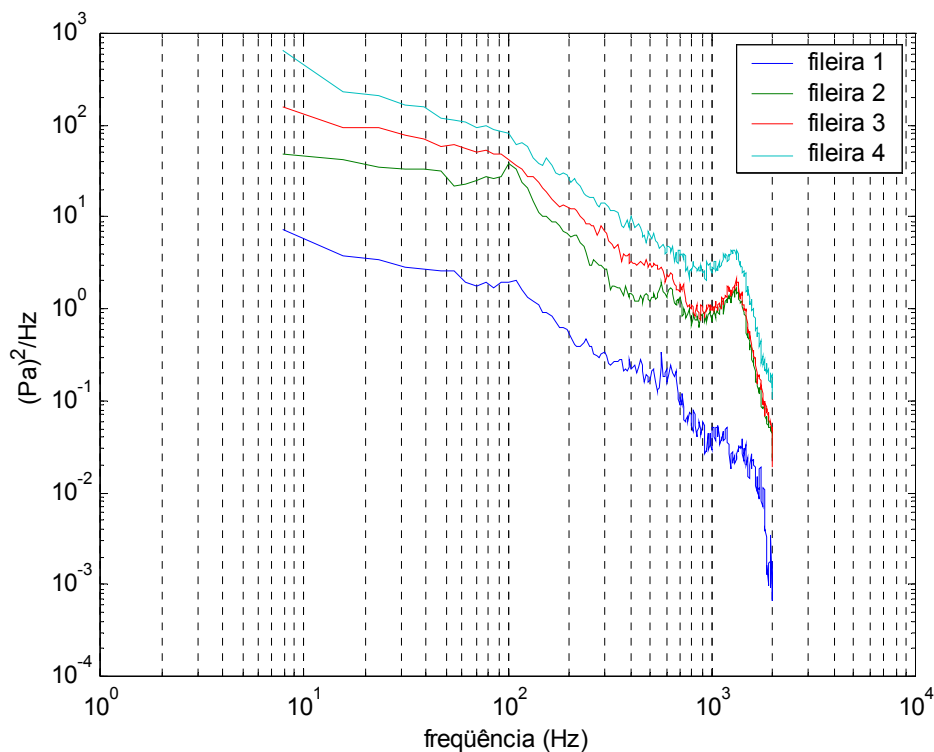


Figura 4.43 - Densidade espectral de potência das flutuações de pressão para as quatro primeiras fileiras de um banco de tubos com $P/D=1,6$.

Para o banco com maior razão de espaçamento (Fig.4.43), são encontrados basicamente duas concentrações de energia nos espectros: a 120 Hz e na faixa de 550-650 Hz. Em termos de

freqüências adimensionais resulta em: 0,12 e 0,55-0,65. De acordo com a literatura citada, esses valores são: 0,11 e 0,50.

4.3.5. Identificação da troca no modo de escoamento

Uma vez identificada a presença da troca no modo de escoamento dentro dos bancos de tubos com arranjo quadrado e, considerando-se que ela ocorra de forma a gerar componentes transversais ao escoamento, a sua detecção foi realizada utilizando-se uma sonda de anemometria de fio quente do tipo dupla que permitem, além de medir o valor da velocidade na direção do escoamento, identificar o ângulo que essa velocidade faz com uma direção de referência (que neste caso é o eixo da sonda). Foram utilizadas uma sonda dupla X e uma dupla reto-inclinado. As medições foram realizadas em diversos pontos dos bancos de tubos, a fim de identificar a presença do fenômeno de troca no modo de escoamento. Para a identificação das melhores posições a serem medidas, também foram levadas em conta as visualizações realizadas.

Para o banco com $P/D = 1,26$, é apresentado, a seguir, o resultado da medição de velocidade em um escoamento em regime permanente, onde uma sonda dupla, do tipo reto-inclinado, foi posicionada na esteira do tubo central da terceira fileira. O número de Reynolds no experimento foi de $8,4 \times 10^4$, calculado para a velocidade da fenda estreita.

Na Figura 4.44, é mostrado o sinal de velocidade e o ângulo que a mesma faz com o eixo da sonda. A amostragem foi realizada com uma freqüência de 3 kHz. O ângulo é medido em um plano vertical, sendo considerados valores positivos quando a velocidade incide de baixo para cima.

Analisando-se apenas os valores de velocidade e ângulo de incidência mostrados na figura, não se identifica nenhuma característica específica, além da natureza turbulenta do escoamento. Porém, olhando-se mais atentamente um intervalo de interesse do sinal, como entre 3 e 5 s, mostrado na Fig. 4.45, pode-se identificar que determinados padrões no escoamento ocorrem e persistem durante algum tempo, alternando após para um novo padrão. No caso citado, entre os tempos ao redor de 4,2 s e 4,5 s, há uma redução na flutuação de velocidade, ficando os valores de velocidade mais próximos de 30 m/s. Nesse mesmo intervalo, há uma considerável redução na flutuação do ângulo que se direciona mais para 20°. A aplicação da transformada discreta de ondaletas para separar o sinal entre 3 e 5 s em bandas de freqüências permite observar melhor essas características.

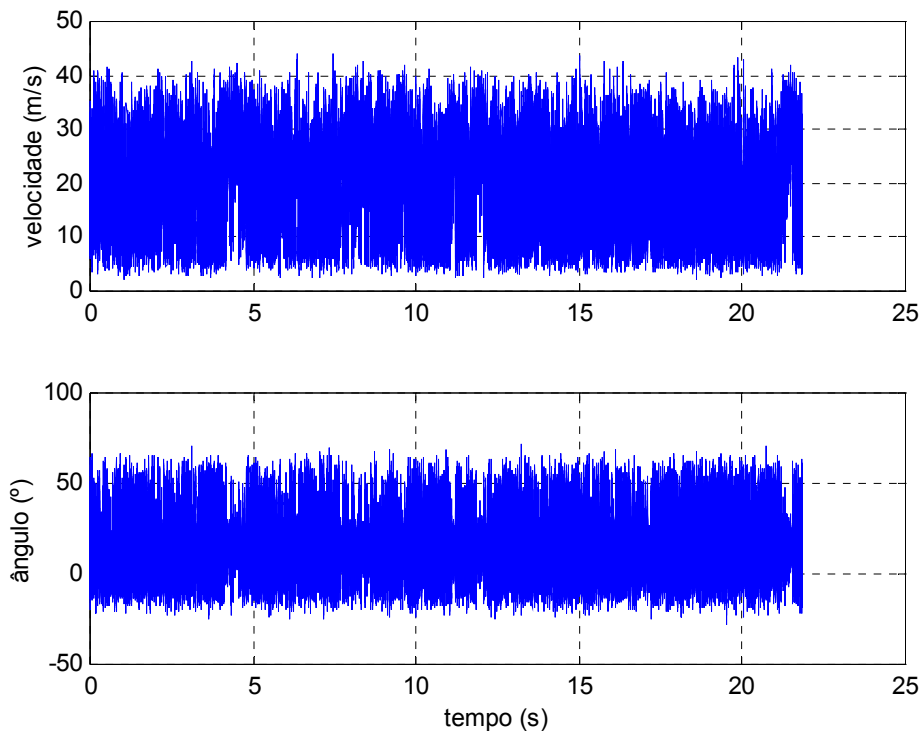


Figura 4.44 - Velocidade e ângulo de incidência medidos atrás do tubo central da terceira fileira de um banco de tubos com $P/D=1,26$

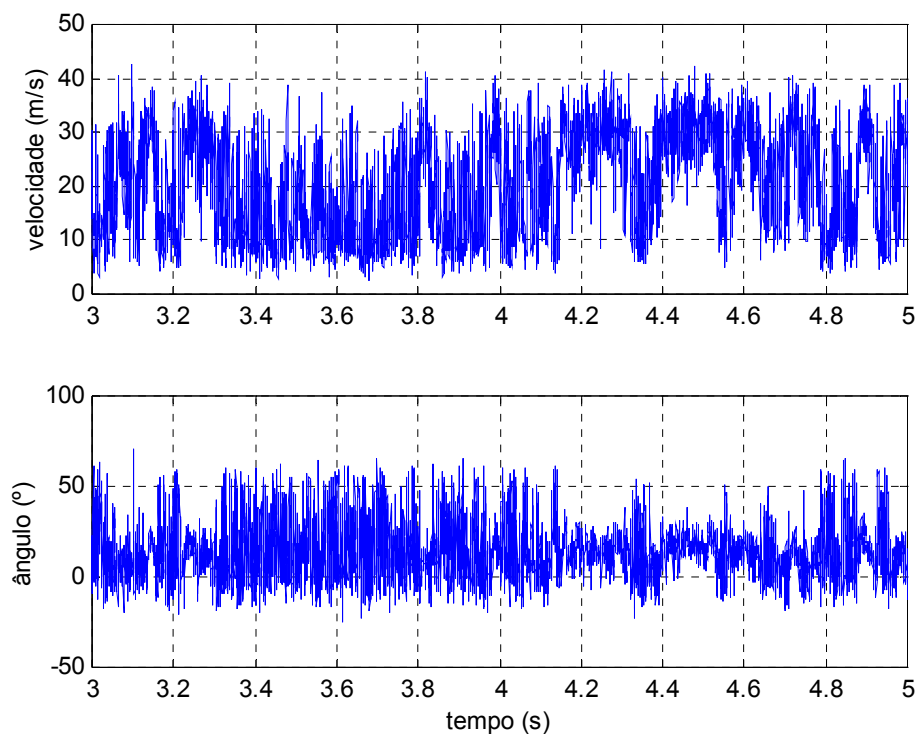


Figura 4.45 - Detalhe entre 3 e 5s do sinal mostrado na Fig. 4.42.

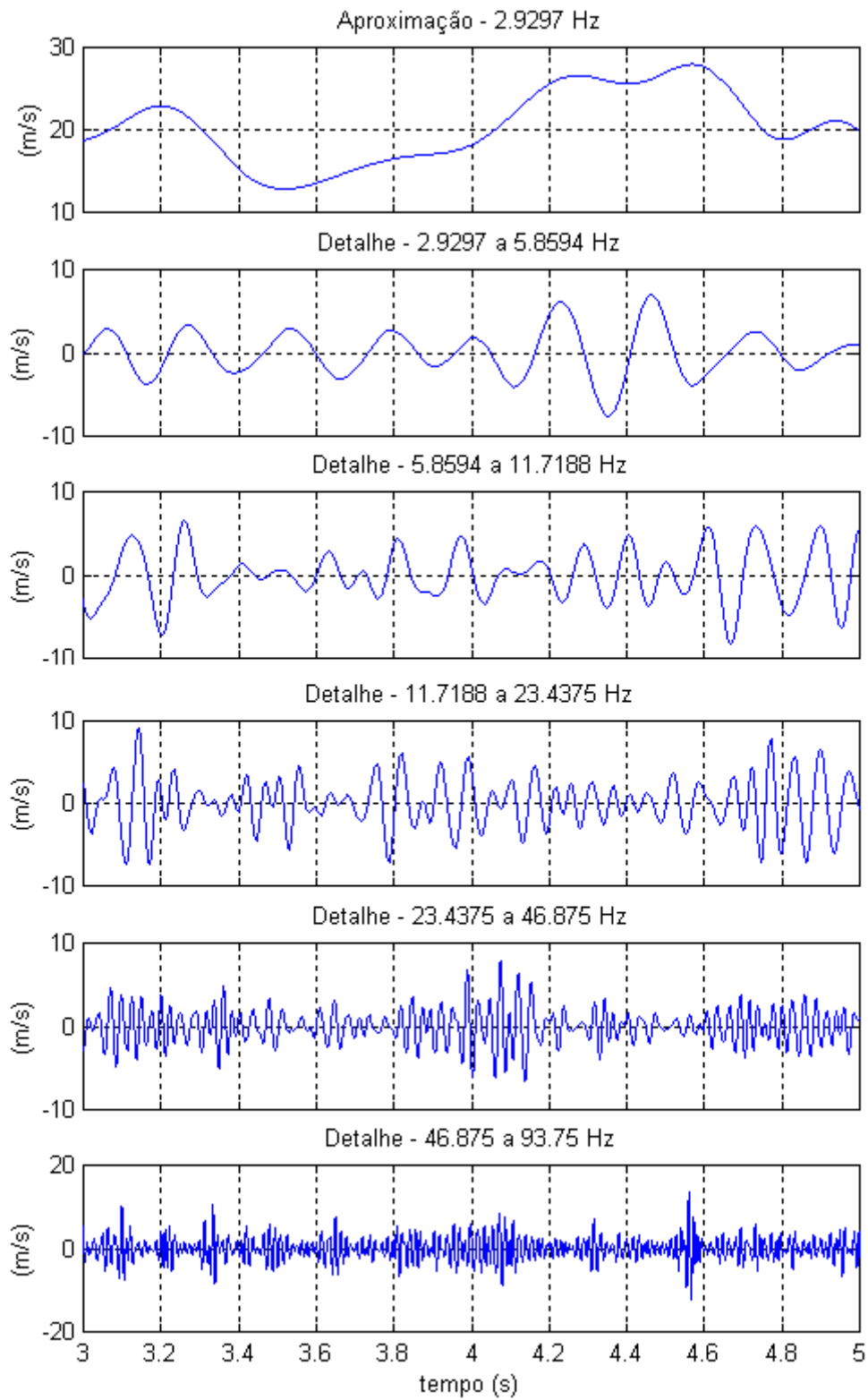


Figura 4.46 - Decomposição do sinal de velocidade da Fig. 4.43 em bandas de frequência utilizando a transformada discreta de ondaletas.

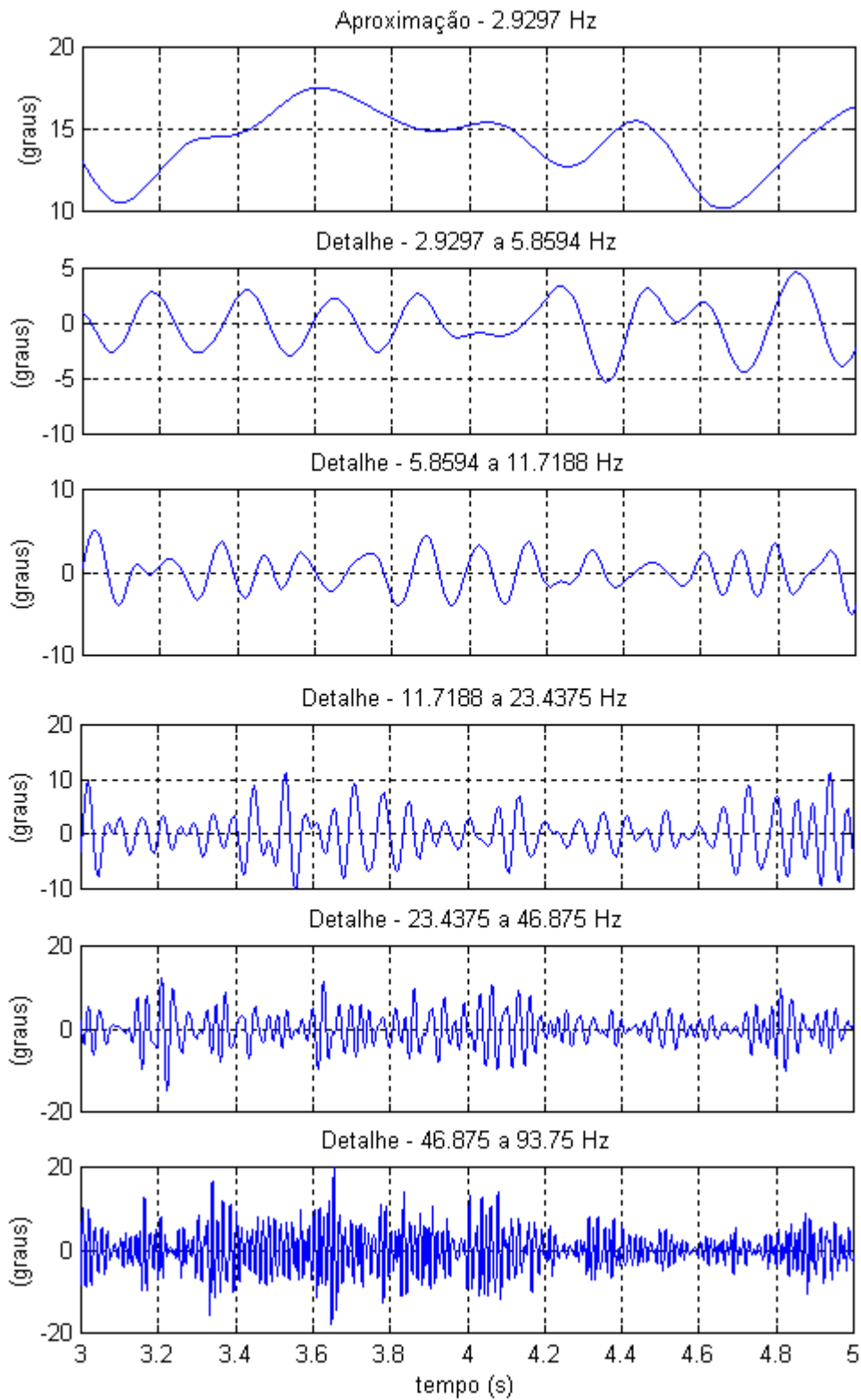


Figura 4.47 - Decomposição do ângulo da velocidade da Fig. 4.43 em bandas de frequência utilizando a transformada discreta de ondaletas.

A decomposição apresentada na Fig. 4.46 mostra, através da aproximação até 2,9 Hz, que o valor da velocidade média no intervalo entre 4,2 e 4,6 s se mantém em um patamar de 25 m/s, sendo modulado por uma frequência entre 2,9 e 5,8 Hz, o que faz com que haja a queda no valor da velocidade instantânea no tempo de 4,55 s. Também se pode observar que, no intervalo entre 3,5 e 3,8 s, a velocidade média permanece ao redor de 15 m/s. Além disso, nas bandas de frequência mais altas, no intervalo onde a velocidade média é alta, a amplitude dessas frequências é menor.

A Figura 4.47 mostra as decomposições feitas para o ângulo de incidência da velocidade. A aproximação de 0-2,9 Hz mostra o comportamento do ângulo médio. Pode-se identificar que associado ao intervalo onde a velocidade média permanece nos valores mais altos estão os menores ângulos médios. Também se observa que para esse intervalo (4,2 a 4,6 s) as amplitudes das oscilações das maiores bandas de frequência são as menores.

Para observar de forma mais detalhada as energia envolvidas ao longo do tempo, em termos de frequências, foram gerados espectrogramas, calculados através de transformadas de contínuas de ondaletas. Na Figura 4.48, é mostrado o espectrograma da velocidade para o mesmo intervalo de tempo apresentado na Fig. 4.45. Nela, pode-se identificar, que nos instantes onde a velocidade flutua ao redor de valores mais altos, há uma maior concentração de energia nas baixas frequências (intervalos 3-3,3 s e 4,2-4,6 s). Ao contrário, no intervalo onde a velocidade flutua ao redor dos menores valores de velocidade, há um maior espalhamento da energia em diversas frequências (intervalo entre 3,4-4,2 s).

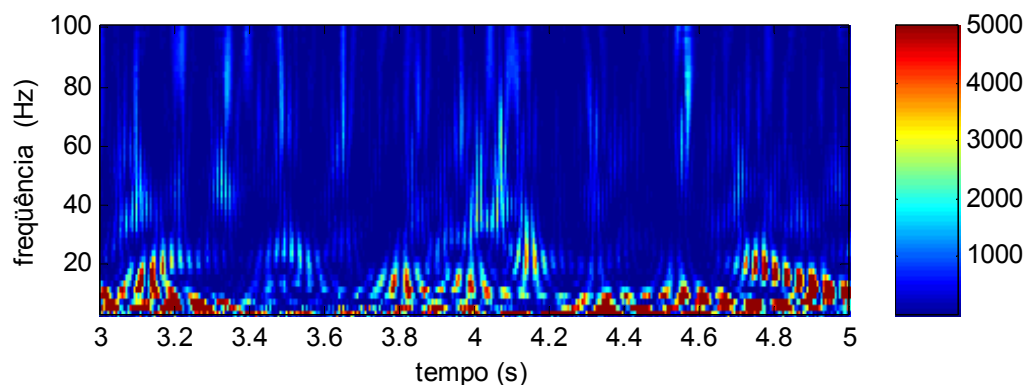


Figura 4.48 - Espectrograma da velocidade no intervalo entre 3 e 5 s para o sinal da Fig. 4.42 (escala de energia arbitrária).

O espectrograma das flutuações dos ângulos da velocidade apresenta um comportamento exatamente ao contrário. Para os maiores valores de velocidade, o ângulo possui menor energia de flutuação em todas as bandas de frequência, concentrando alguma energia apenas nas frequências mais baixas (Fig. 4.49).

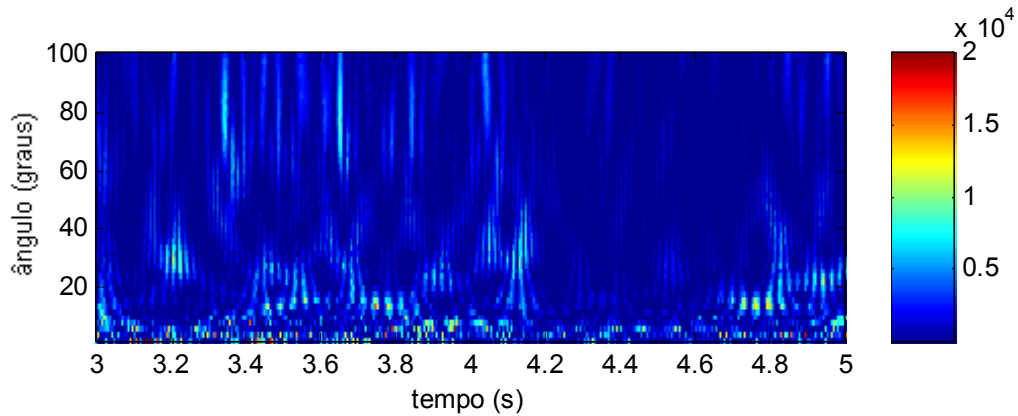


Figura 4.49 - Espectrograma do ângulo de incidência da velocidade no intervalo entre 3 e 5 s para o sinal da Fig. 4.42 (escala de energia arbitrária).

Uma segunda série obtida para um transiente de partida, também no banco com $P/D = 1,26$, porém com a sonda dupla reta-inclinada, posicionada atrás da segunda fileira do banco de tubos, é mostrada na Fig. 4.50. Observando-se os sinais de velocidade e ângulo de incidência da velocidade, novamente, não é possível distinguir características importantes com relação a modos de escoamento. Decompondo-se os sinais através da filtragem por ondaletas discretas, é possível separar os sinais em bandas de frequências. Na Figura 4.51, para a velocidade, pode-se identificar que na aproximação para até 2,9 Hz, que contém a velocidade média, durante o transiente, há um comportamento semelhante àquele mostrado nas Figuras 4.23 e 4.24, ou seja, o valor da velocidade não cresce como esperado, permanecendo durante boa parte do transiente em velocidades mais baixas e sofrendo um súbito aumento no seu valor em cerca de 6 s. Associado a esse comportamento, estão as demais bandas de frequência, que também sofrem um aumento súbito a partir de 6 s, exceto na banda das frequências mais altas. O comportamento do ângulo de incidência, mostrado na Fig. 4.52, é ainda mais surpreendente. Durante o transiente de partida, até o tempo de 6 s, o ângulo de incidência da velocidade flutua ao redor de 25°. Quando a velocidade sofre o salto em seu valor, o ângulo cai abruptamente de valor médio, estabilizando-se ao redor de 5°, mostrando uma alteração brusca na sua direção principal. As frequências das flutuações das diversas bandas mostradas na figura mostram, que

quando o ângulo de incidência médio é alto, a amplitude das flutuações é alta e quando o ângulo se estabiliza no seu valor mais baixo, todas as frequências apresentam baixa amplitude.

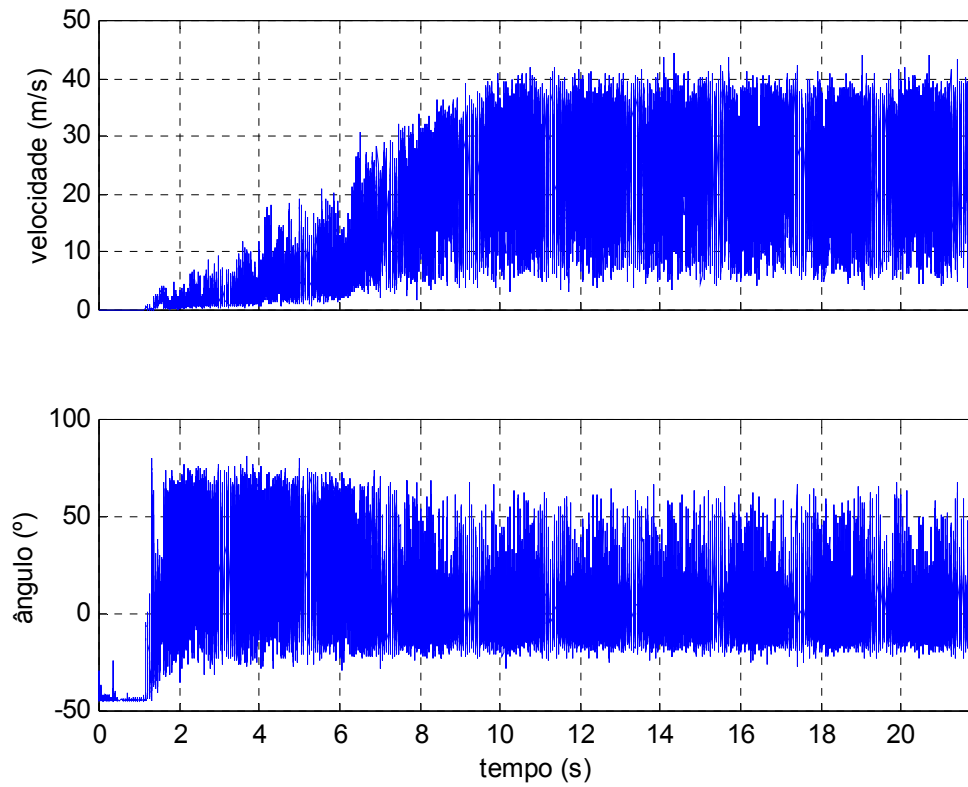


Figura 4.50 - Velocidade e ângulo para um transiente de partida. $P/D = 1,26$, $Re=8,4 \times 10^4$.

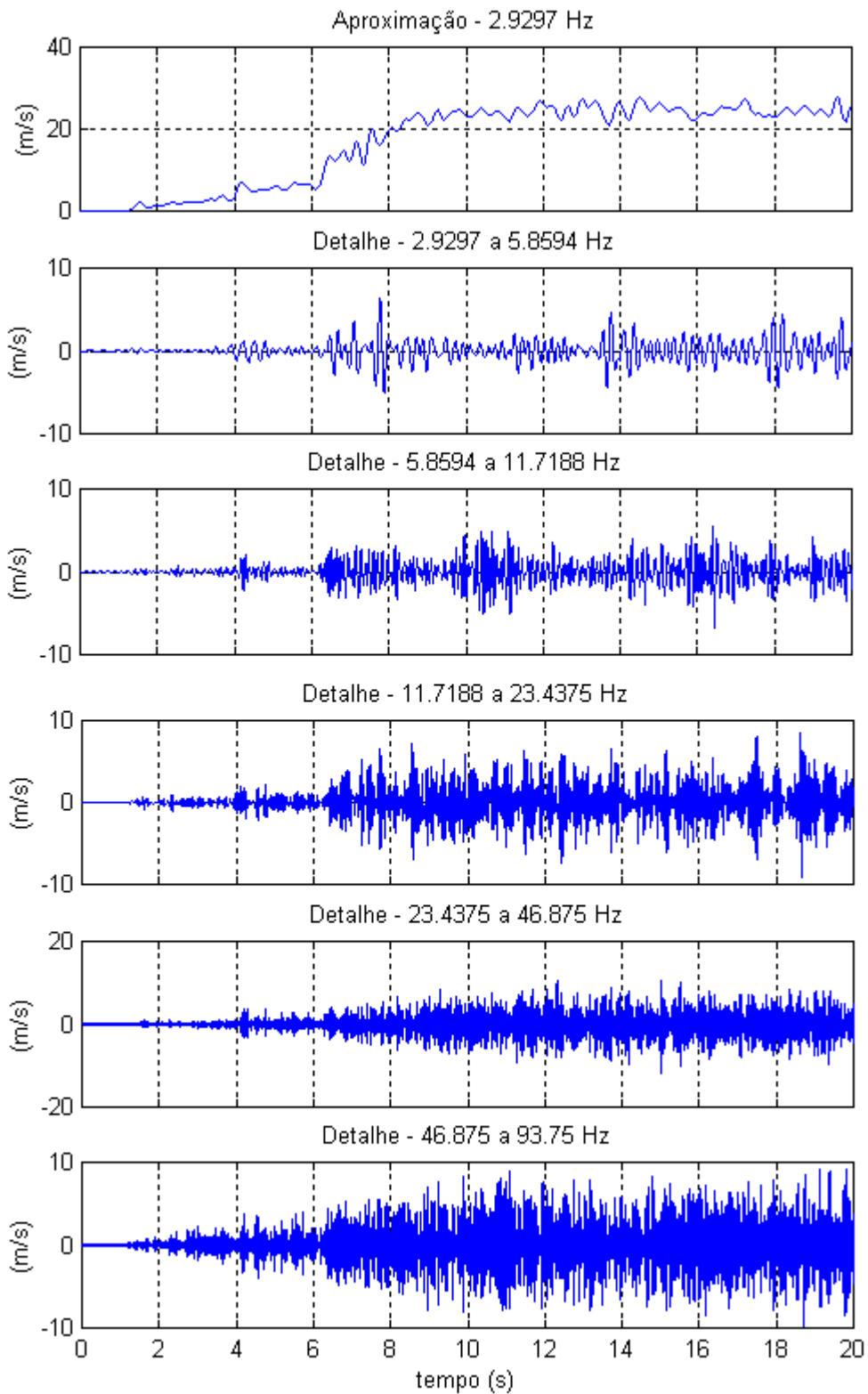


Figura 4.51 - Decomposição do sinal de velocidade correspondente a Fig. 4.48 em bandas de frequências.

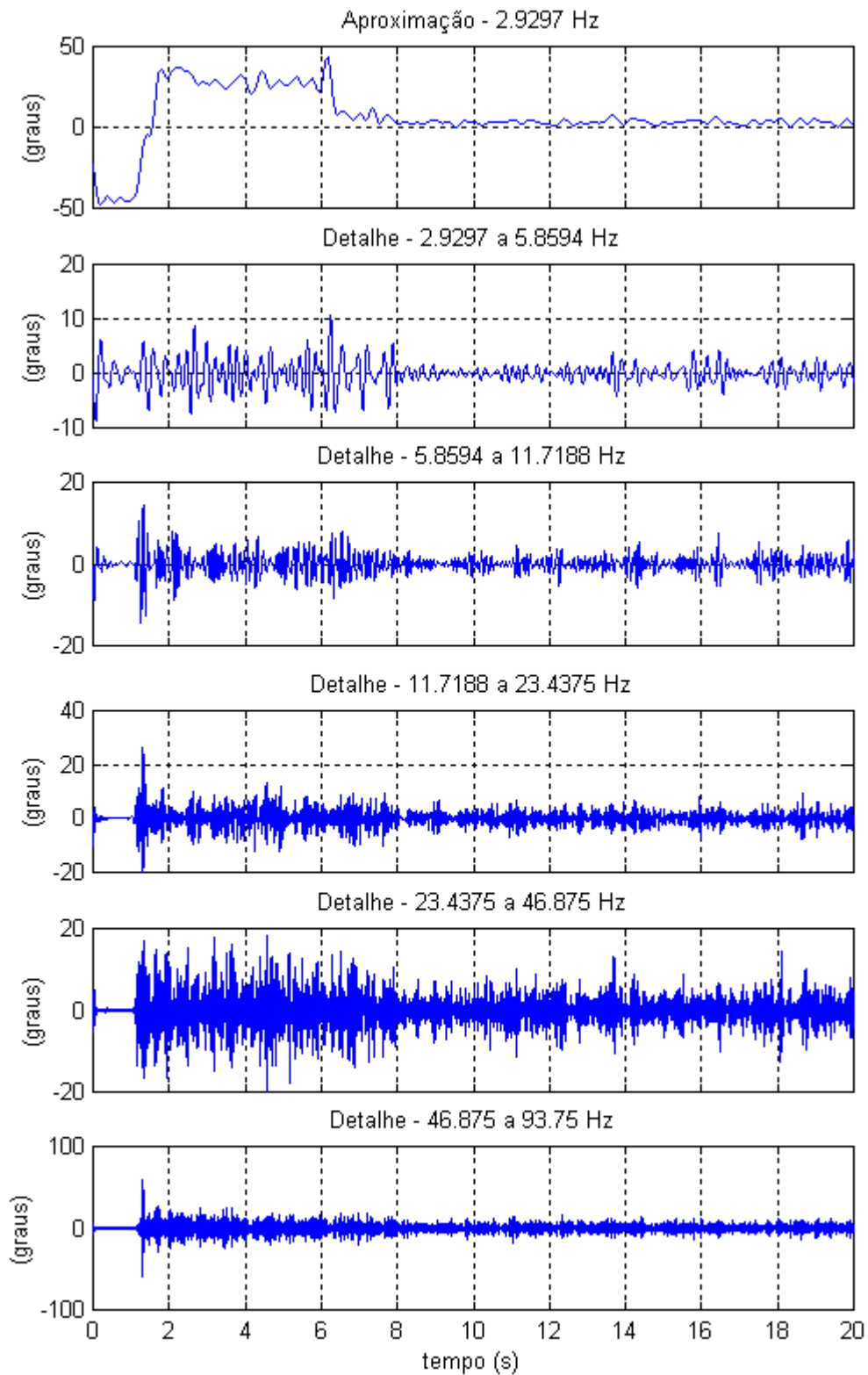


Figura 4.52 - Decomposição do ângulo da velocidade correspondente a Fig. 4.48 em bandas de frequências.

Para o banco de tubos com razão de espaçamento de 1,4, é apresentada, a seguir, uma série de velocidade e ângulo de incidência obtida na esteira da terceira fileira. A série é obtida com uma frequência de amostragem de 3 kHz, em regime permanente, com um número de Reynolds de $7,4 \times 10^4$. Os sinais instantâneos são mostrados na Fig. 4.53, e as decomposições de velocidade e ângulo de incidência, respectivamente, nas Figuras 4.54 e 4.55. As características apresentadas nessa série são muito semelhantes às apresentadas para o banco de tubos com $P/D = 1,26$. Quando a velocidade se mantém em valores mais altos, há flutuações com menores amplitudes em todas as bandas de frequência e o ângulo de incidência se mantém em valores mais baixos e com menores flutuações. Nesse caso, uma troca no modo de escoamento não é visualizada de maneira muito clara, pois ocorrem em intervalos de tempo muito breves. Os tempos de permanência em velocidade elevada são em torno de 1 s e as quedas na velocidade ocorrem quase como pulsos. Dessa forma, pode-se concluir que para a medição realizada com o banco com $P/D = 1,4$, não ocorreu uma estabilidade entre os dois modos de escoamento, contudo, a flutuação na componente vertical do escoamento pôde ser identificada com muita clareza.

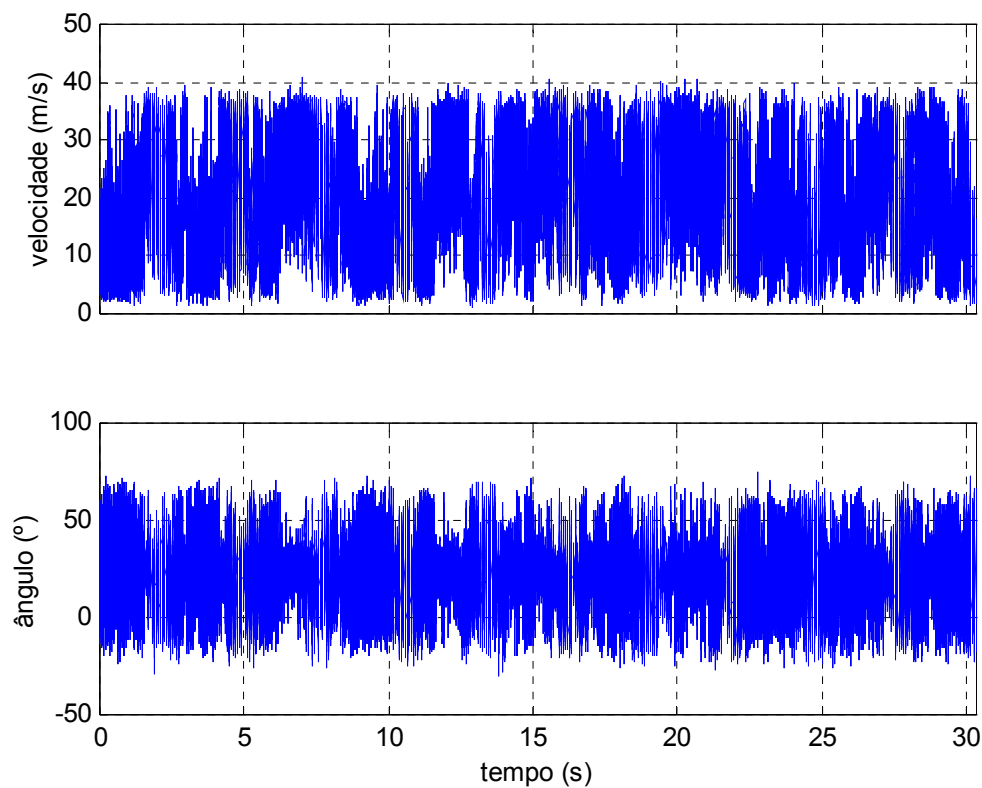


Figura 4.53 - Velocidade e ângulo de incidência na esteira da terceira fileira do banco de tubos com $P/D = 1,4$. $Re = 7,4 \times 10^4$.

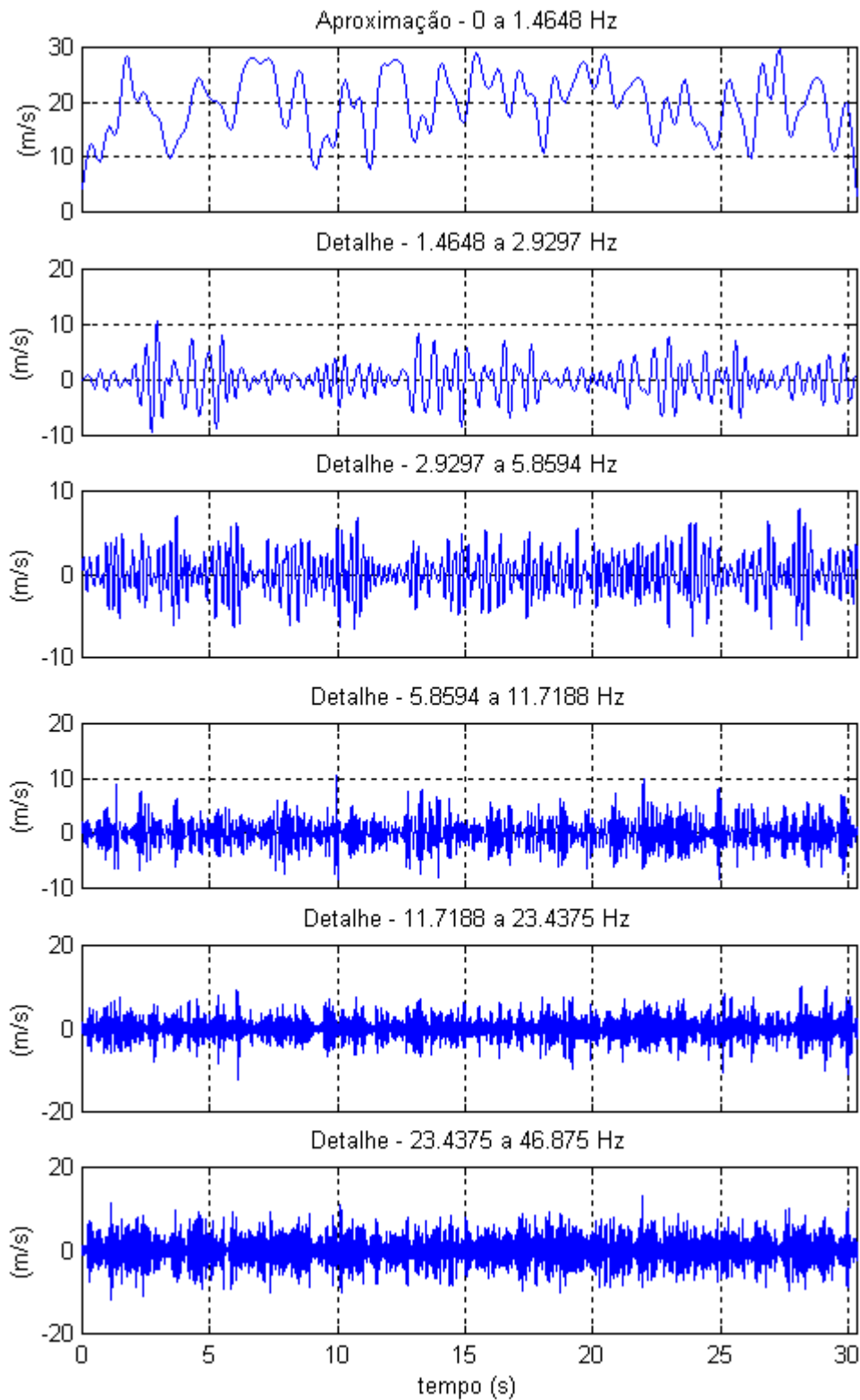


Figura 4.54 - Decomposição do sinal de velocidade correspondente a Fig. 4.53 em bandas de frequências.

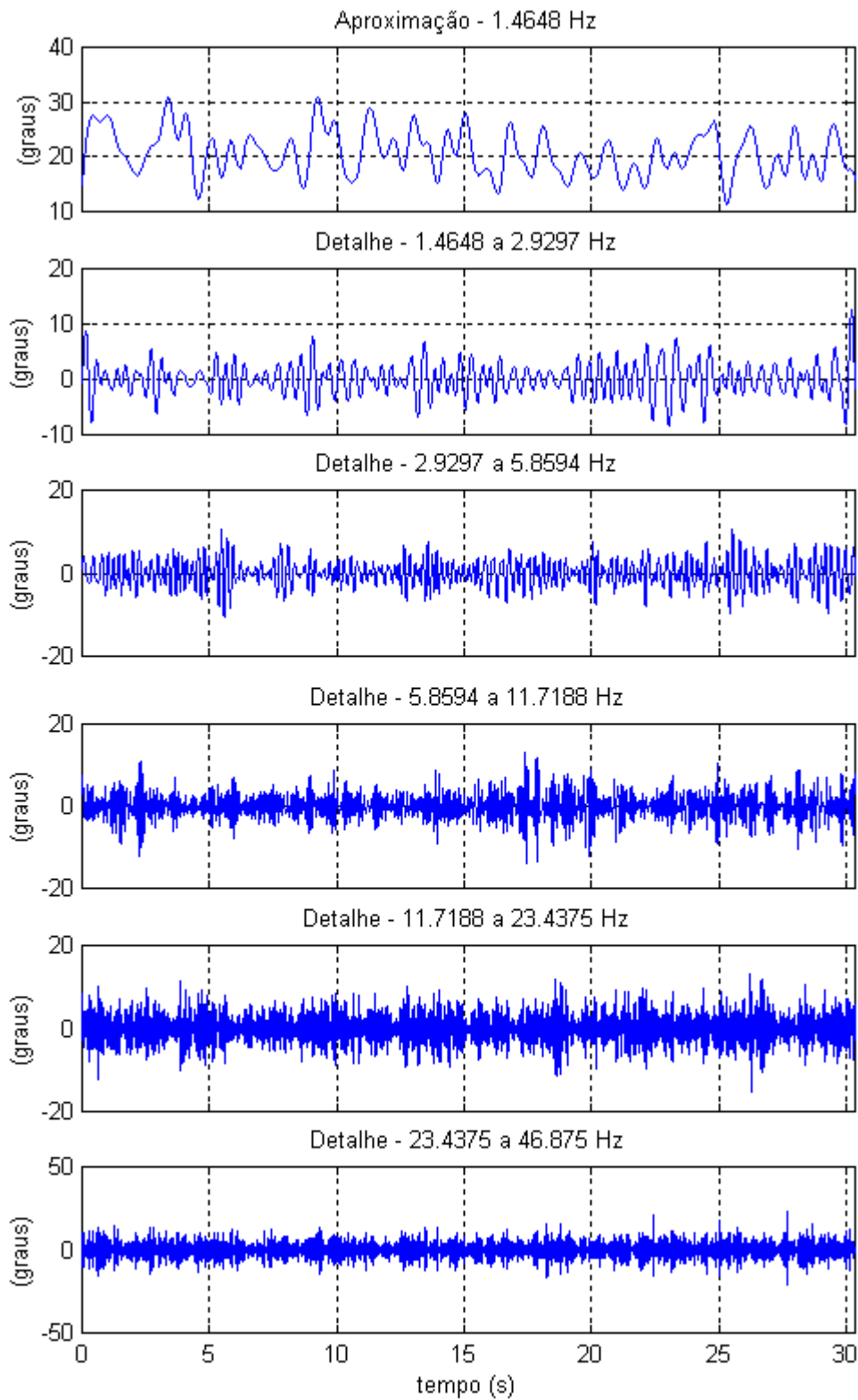


Figura 4.55 - Decomposição do ângulo de incidência da velocidade correspondente a Fig. 4.53 em bandas de frequências.

Para o banco com razão de espaçamento de 1,6, é apresentada, na Fig. 4.56, uma série de velocidade e ângulo de incidência obtida atrás da segunda fileira, para um número de Reynolds de $7,4 \times 10^4$. As Figuras 4.57 e 4.58 mostram as decomposições da velocidade e ângulo de incidência em bandas de frequências. Nessa série, pode-se identificar a troca no modo de escoamento de forma muito clara. Observando-se diretamente os sinais instantâneos de velocidade e ângulo de incidência, é possível identificar a presença de dois modos diferentes no escoamento. As características de cada modo, em termos de frequências, ocorrem para todas as bandas. Na Figura 4.57, correspondente à decomposição do sinal de velocidade, pode-se observar que, associado aos intervalos em que a velocidade permanece com valores elevados (~ 28 m/s), há uma menor amplitude das flutuações em todas as bandas de frequência. Por outro lado, quando a velocidade flutua ao redor de valores mais baixos (~ 17 m/s), há uma maior amplitude nas flutuações de velocidade em todas as bandas decompostas. Comportamento semelhante é observado na figura de decomposição dos ângulos (Fig. 4.58), onde, nos intervalos em que o ângulo médio tende a um alinhamento na direção de 11° , há uma redução nas amplitudes de flutuação de todas as bandas de frequência.

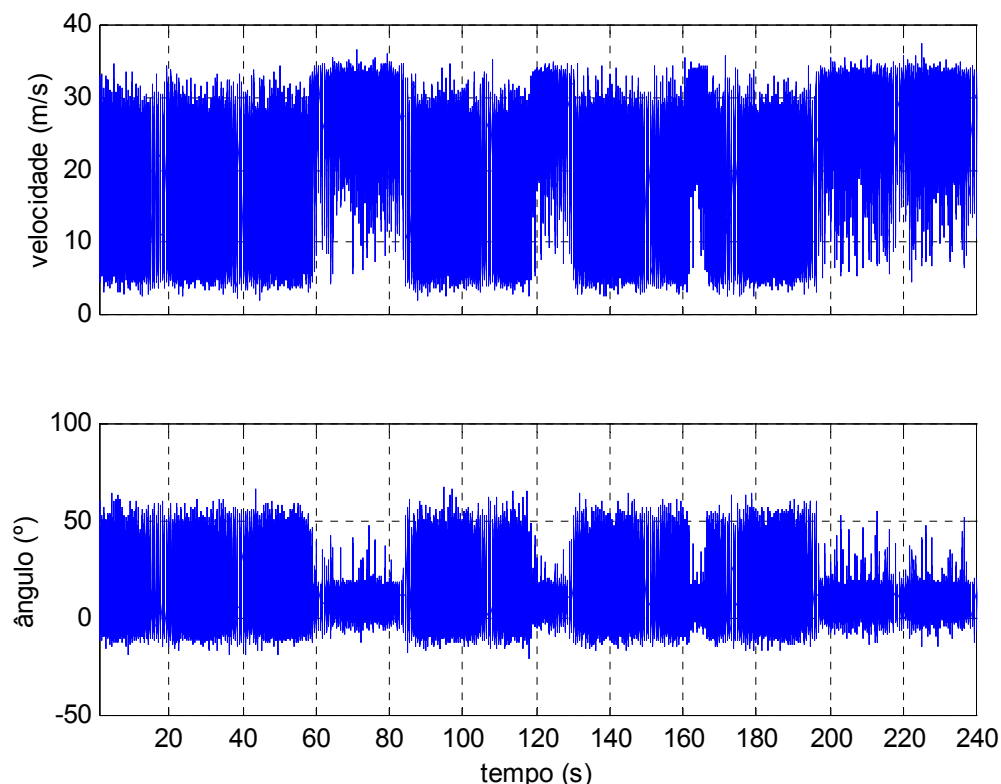


Figura 4.56 - Velocidade e ângulo de incidência medidos atrás da segunda fileira do banco de tubos com $P/D=1,6$, $Re = 7,4 \times 10^4$.

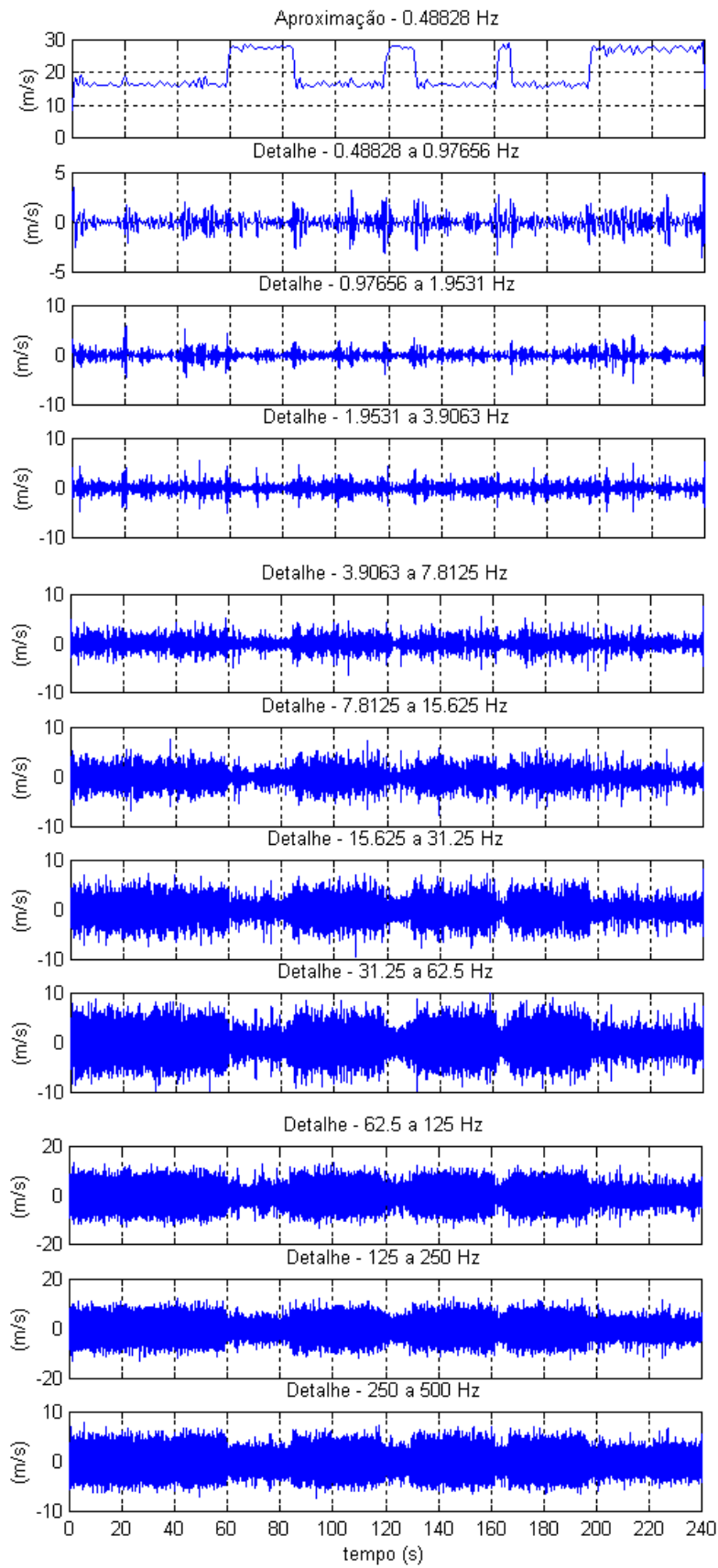


Figura 4.57 - Decomposição do sinal de velocidade da Fig.4.56.

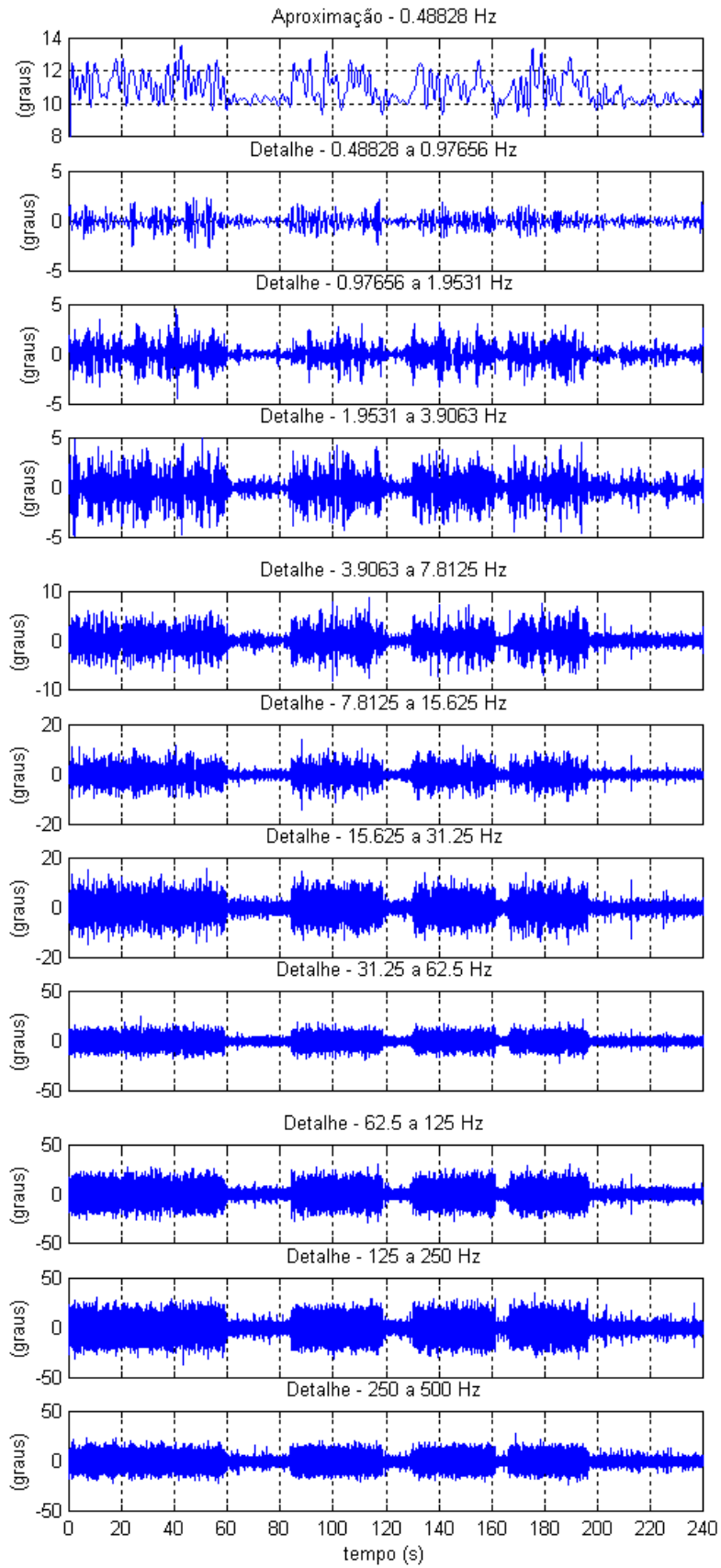


Figura 4.58 - Decomposição do ângulo de incidência da Fig.4.56.

Na Figura 4.59 é mostrado o espectrograma calculado através de transformada de ondaletas contínua do intervalo entre 44 e 76 s. Pode-se verificar que antes de 60 s há um grande espalhamento de energia em todas as freqüências apresentadas. Após 60 s, onde ocorre uma troca no modo de escoamento, o espectrograma apresenta-se com muito menor energia em todas as faixas de freqüência.

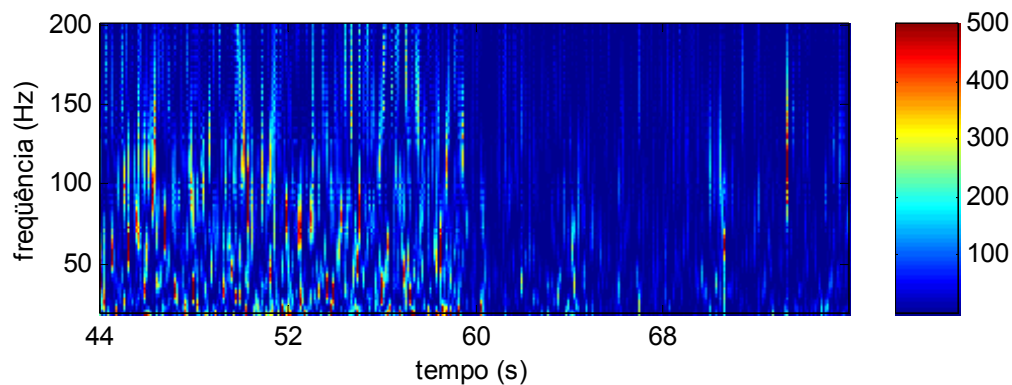


Figura 4.59 - Espectrograma de parte do sinal de velocidade da Fig.4.56.

4.3.6. Visualizações

As visualizações do escoamento foram realizadas para diversas configurações, de maneira a estudar o comportamento do escoamento ao atravessar as fileiras do banco de tubos. Os escoamentos foram realizados para diversos números de Reynolds, calculados com a velocidade média nas fendas. A velocidade da fenda foi calculada a partir da velocidade de aproximação, utilizando-se a conservação da massa. A injeção de tinta ocorreu de três formas: através do conjunto de agulhas mostrado na Fig. 3.13, que injeta a tinta a 60 mm abaixo da parede superior da seção de testes, na direção das fendas estreitas entre os tubos de cada fileira, através da agulha posicionada no interior do tubo vizinho ao tubo de acrílico (Fig. 3.12) e através de uma agulha móvel, que permite a injeção de tinta a 60 mm do fundo do canal, em qualquer posição desejada.

A primeira visualização apresentada é o caso de duas fileiras transversais ao escoamento. Como pode ser visto na Fig. 4.60(a), o escoamento ao atravessar a primeira fileira não sofre desvio, mantendo a direção principal do escoamento até alcançar a segunda fileira. Nesse ponto, percebe-se, pela visualização através do espelho, que uma componente vertical passa a existir,

desviando a direção principal do filete de tinta. Neste caso, não há uma direção característica para cima ou para baixo. A flutuação se dá igualmente nas duas direções. Na Figura 4.60(a), pode-se identificar que há uma tendência do escoamento em formar uma esteira com desvio à direita (convenção de quem olha de montante para jusante) formada pela fusão dos escoamentos das fendas A, B e C (ver na figura a denominação das fendas, que é a mesma adotada para o canal aerodinâmico conforme a Fig. 3.5). O escoamento da fenda D segue acompanhando a direção longitudinal. Já na região do fundo, o escoamento das quatro fendas segue uma tendência de escoamento à esquerda. A Fig. 4.60(b) mostra apenas o jato que emerge da fenda C próximo ao fundo, que segue a direção à esquerda.

Na Figura 4.61, é mostrado um segundo modo de geração da esteira sobre duas fileiras de tubos. A Figura 4.61(a) mostra que na região mais próxima à parede superior, o escoamento das fendas A e B fundem-se atrás do tubo 2, enquanto o escoamento das fendas C e D fundem-se atrás do tubo 4, formando duas esteiras principais. No escoamento de fundo, há uma tendência de fusão das quatro esteiras aproximadamente atrás do tubo 2. A Figura 4.61(b) mostra o escoamento que emerge da fenda C, sendo desviado para a direita.

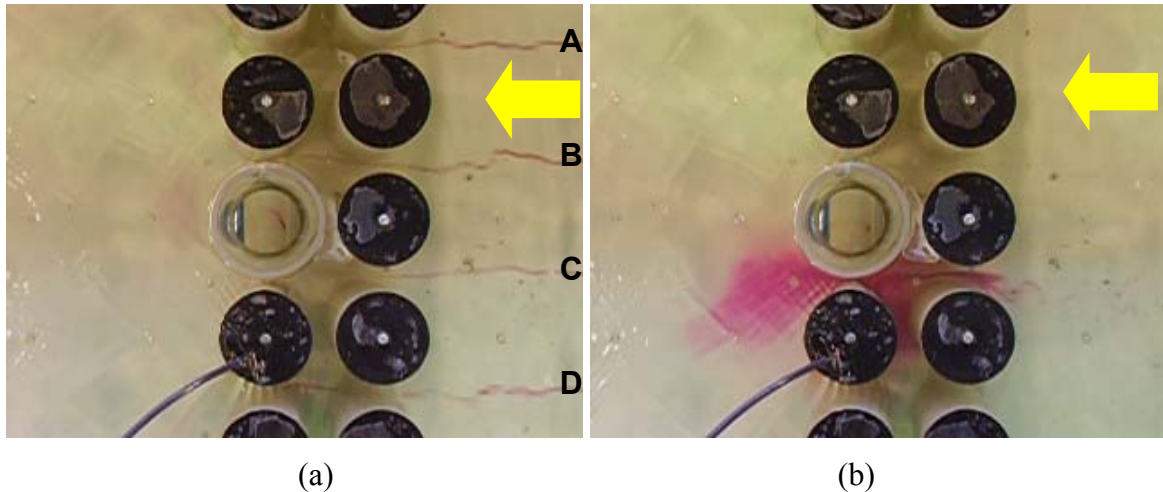
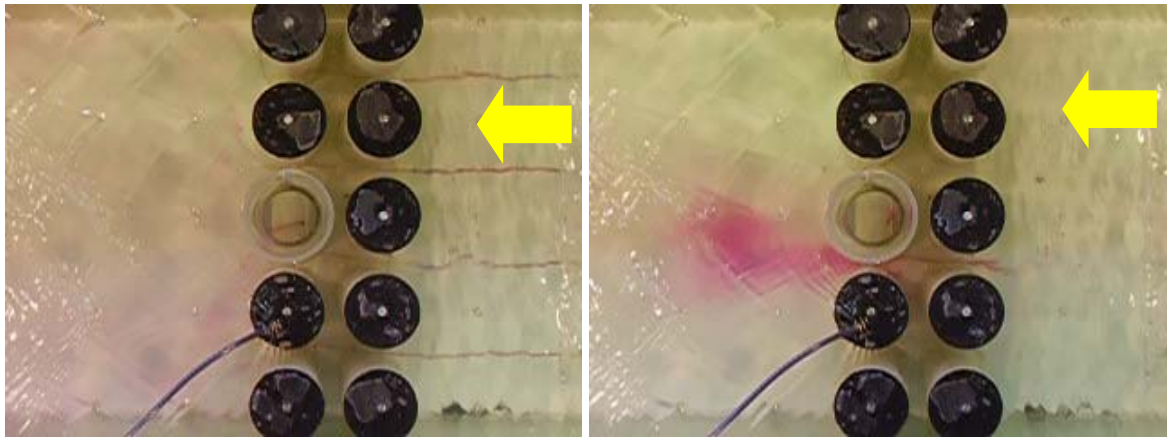


Figura 4.60 - Visualização do escoamento sobre duas fileiras de tubos (ensaio 1). $Re = 4,16 \times 10^4$. a) injeção a 60 mm da parede superior, b) injeção a 60 mm do fundo.



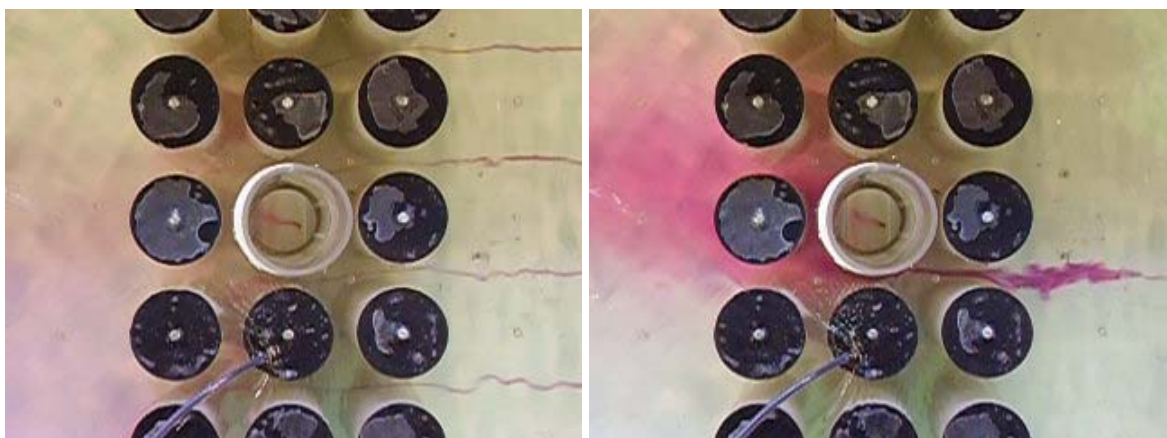
(a)

(b)

Figura 4.61 - Visualização do escoamento sobre duas fileiras de tubos (ensaio 2). $Re = 5,09 \times 10^4$. a) injeção a 60 mm da parede superior, b) injeção a 60 mm do fundo.

Para o escoamento sobre três fileiras de tubo, a partir de jusante da segunda fileira há uma forte componente transversal. No primeiro ensaio, mostrado na Fig. 4.62(a) o escoamento das fendas próximo à parede superior, tende para a esquerda, enquanto que, próximo ao fundo (Fig. 4.62(b)), o escoamento tende para a direita. Observando-se o filete de tinta, injetado na altura média dos tubos através do espelho, percebe-se que ele flutua, mantendo, porém, uma tendência de desvio predominante para cima.

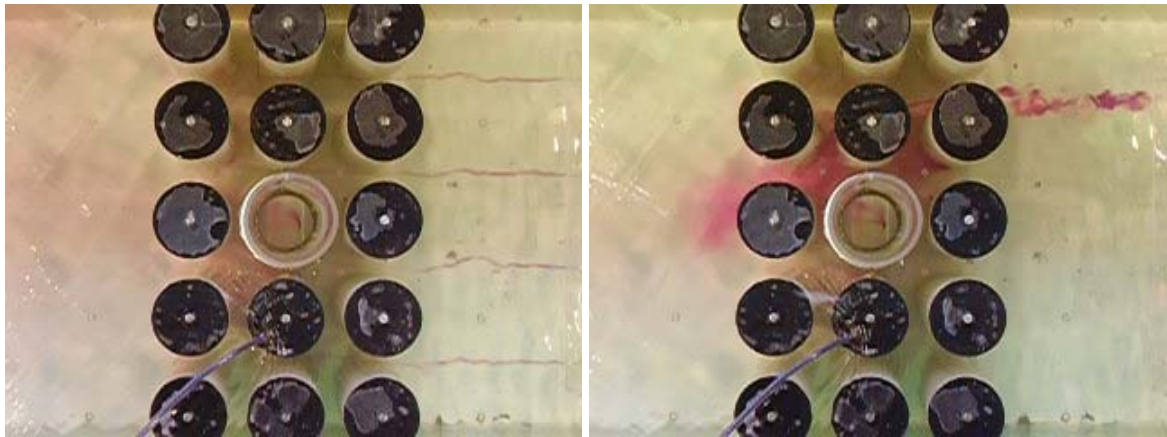
No ensaio 2, mostrado na Fig. 4.63, os sentidos das componentes são contrários nas regiões superior e inferior. Para esse caso a componente vertical, vista através do espelho, apesar de flutuar bastante, apresenta sempre um desvio com tendência para cima.



(a)

(b)

Figura 4.62 - Visualização do escoamento sobre três fileiras de tubos (ensaio 1). $Re = 4,09 \times 10^4$. a) injeção a 60 mm da parede superior, b) injeção a 60 mm do fundo.

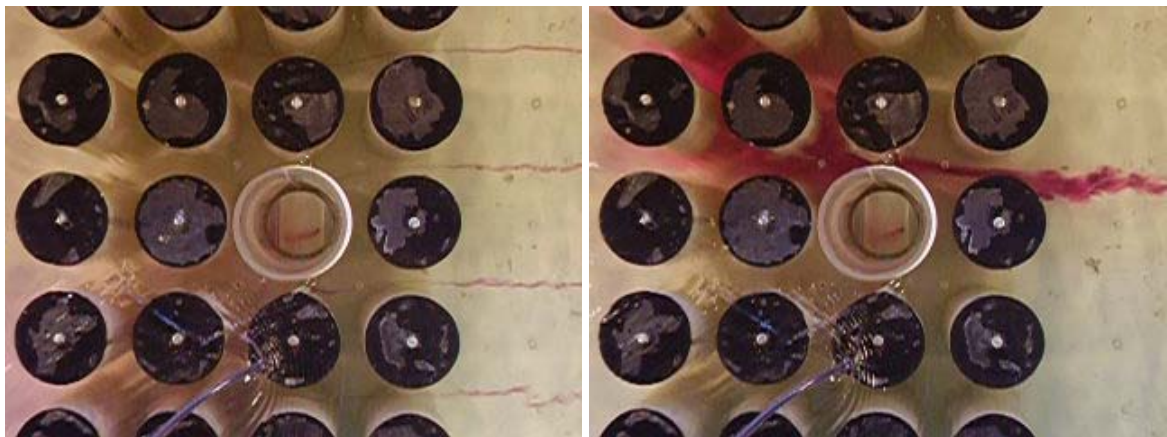


(a)

(b)

Figura 4.63 - Visualização do escoamento sobre três fileiras de tubos (ensaio 2). $Re = 4,03 \times 10^4$. a) injeção a 60 mm da parede superior, b) injeção a 60 mm do fundo.

Para o caso do escoamento sobre quatro fileiras de tubos, dois modos característicos foram encontrados: (a) escoamento próximo à parede superior desviado à esquerda e escoamento do fundo à direita (Fig. 4.64), nesse caso o escoamento visto através do espelho segue uma tendência de desvio para baixo; (b) escoamento próximo à parede superior à direita, escoamento de fundo à esquerda e no espelho para cima (Fig. 4.65).



(a)

(b)

Figura 4.64 - Visualização do escoamento sobre quatro fileiras de tubos (ensaio 2). $Re = 4,00 \times 10^4$. a) injeção a 60 mm da parede superior, b) injeção a 60 mm do fundo.

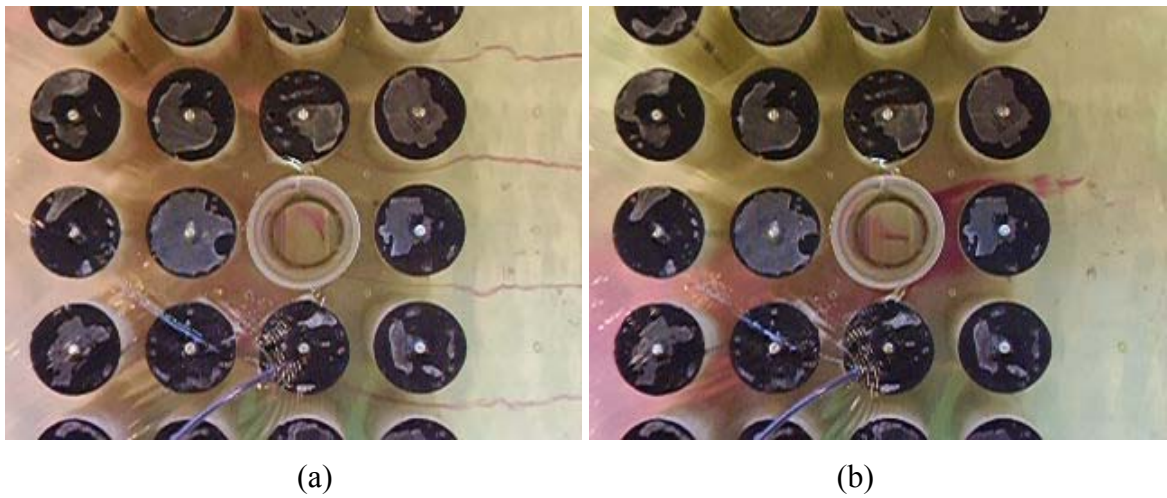


Figura 4.65 - Visualização do escoamento sobre quatro fileiras de tubos (ensaio 2). $Re = 3,98 \times 10^4$. a) injeção a 60 mm da parede superior, b) injeção a 60 mm do fundo.

O primeiro ensaio para o banco de tubos completo é mostrado na Fig. 4.66. Pode ser visto que o escoamento próximo à parede superior sofre um desvio para a esquerda e o filete de tinta visto através do espelho tem uma tendência para baixo (Fig. 4.66(a)). O escoamento próximo ao fundo é desviado para a direita (Fig. 4.66(b)). Através do espelho, pode-se observar que há muita flutuação na sua direção principal, contudo com uma maior tendência para baixo (Fig. 4.66(c)). O escoamento visto a partir da lateral mostra, atrás da primeira fileira, conforme também pode ser visto nas vistas em planta, um escoamento alinhado e somente atrás da segunda fileira é que as componente transversais e verticais passam a atuar de forma mais intensa (Fig. 4.66(d)). Nesse caso, também pode ser visto que a tendência da tinta injetada é dispersar-se, seguindo uma direção para baixo.

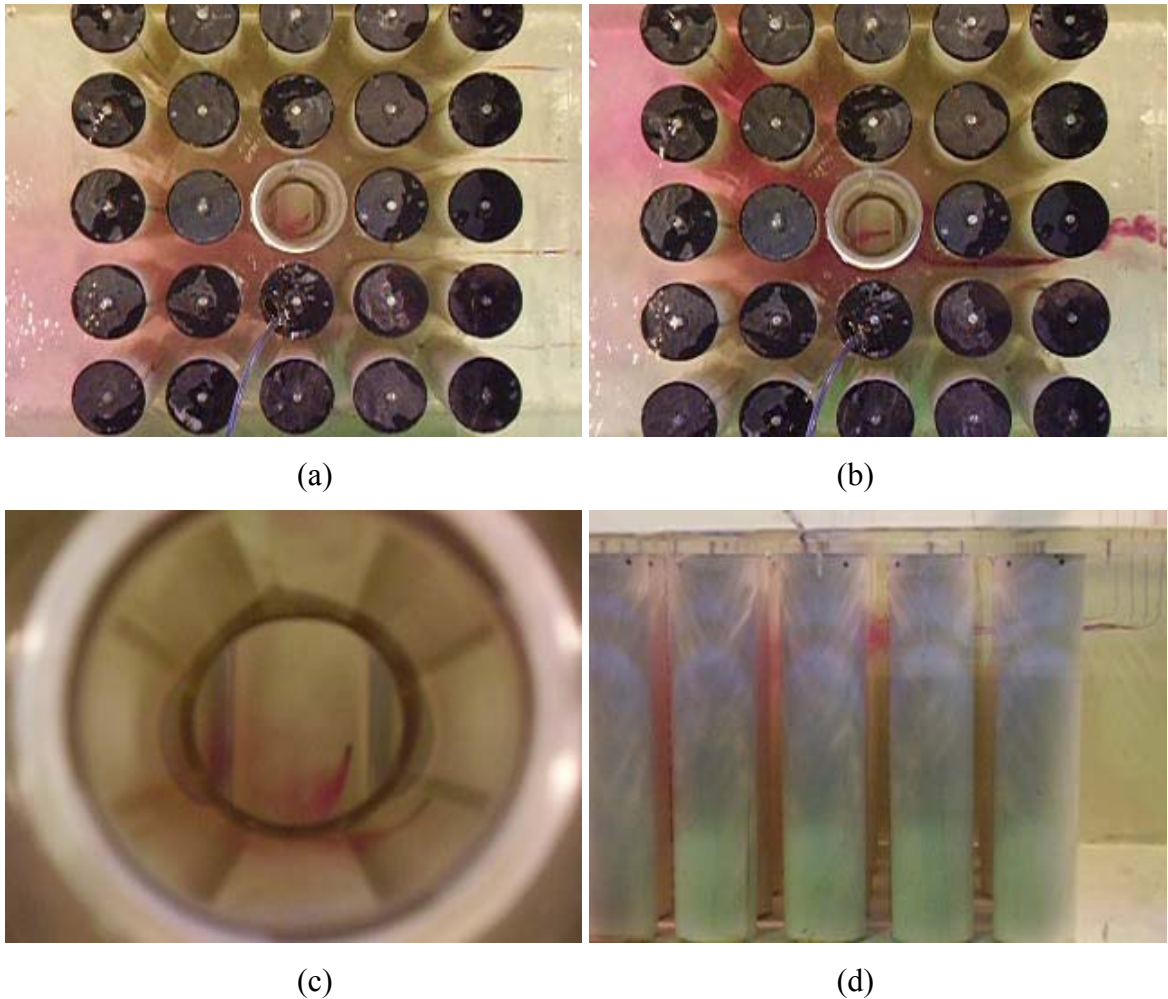


Figura 4.66 - Visualização do escoamento sobre o banco de tubos completo (ensaio 1). $Re = 3,07 \times 10^4$. a) injeção a 60 mm da parede superior, b) injeção a 60 mm do fundo, c) detalhe visto através do espelho, d) vista lateral.

O segundo ensaio mostrado para o banco de tubos completo segue um padrão de escoamento oposto ao primeiro ensaio, ou seja, o escoamento próximo à parede superior ocorre com desvio à direita (Fig. 4.67(a)) e o escoamento de fundo com desvio à esquerda (Fig. 4.67(b)). No espelho, é visto um desvio no plano vertical para cima na altura média dos tubos (Fig. 4.67(c)).

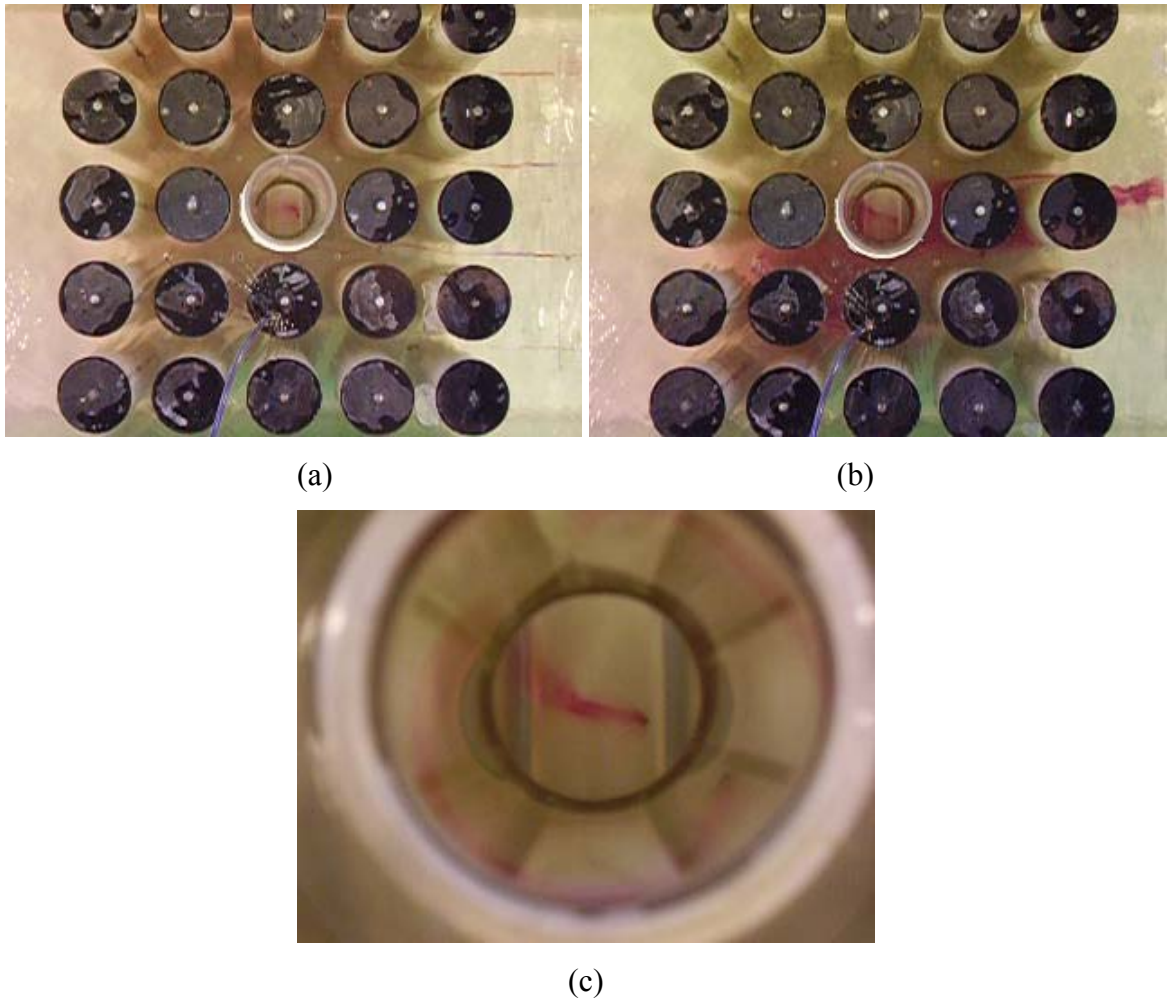
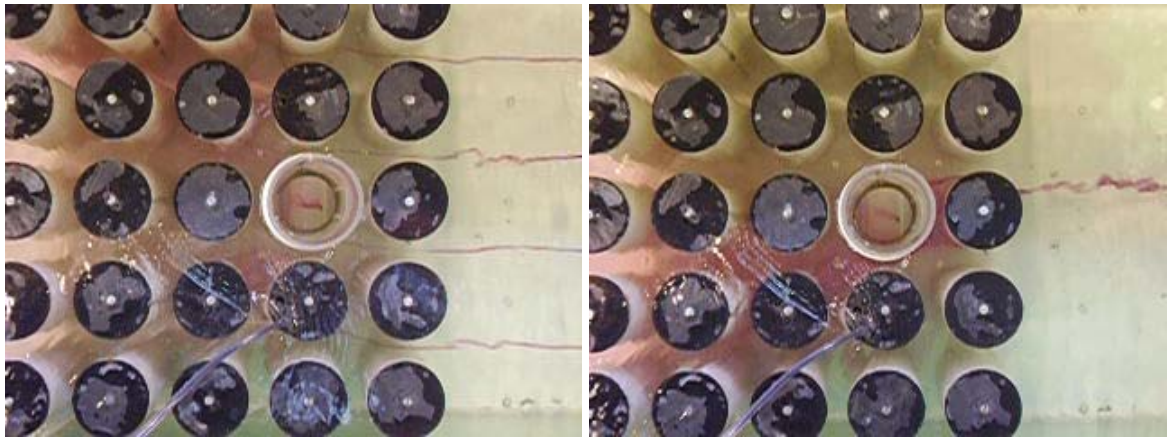


Figura 4.67 - Visualização do escoamento sobre o banco de tubos completo (ensaio 2). $Re = 3,18 \times 10^4$. a) injeção próxima a parede superior, b) injeção próxima do fundo, c) visualização através do espelho do tubo central.

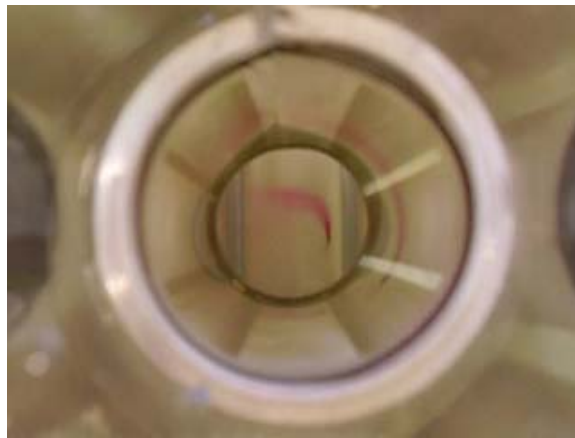
O terceiro ensaio mostrado, para o banco de tubos completo, foi feito com o tubo de acrílico posicionado no tubo central da segunda fileira, conforme pode ser visto na Fig. 4.68. O padrão de escoamento obtido é o mesmo do segundo ensaio, ou seja, próximo à parede superior, o escoamento é desviado à direita, próximo ao fundo é desviado à esquerda e, visto através do espelho, o escoamento sofre um desvio para cima.

As flutuações na direção do escoamento, vistas através do espelho, têm intensidade semelhante àquela de quando o espelho está na terceira fileira, mostrando que a intensidade de turbulência a partir da segunda fileira é alta já mantendo uma direção preferencial.



(a)

(b)



(c)

Figura 4.68 - Visualização do escoamento sobre o banco de tubos completo (ensaio 3). $Re = 3,75 \times 10^4$. a) injeção a 60 mm da parede superior, b) injeção a 60 mm do fundo, c) visualização através do espelho do tubo central.

5. CONCLUSÕES

A importância do estudo do escoamento sobre feixes de tubos, principalmente relacionados a equipamentos de trocas térmicas, pode ser resumida nas palavras de Zdravkovich:

“O escoamento interno em arranjos de múltiplos tubos próximos tem fornecido um paradoxo. Em muitos trocadores de calor todos os tubos são feitos idênticos na forma e no tamanho e todos são arrançados com o mesmo espaçamento nas direções transversais e longitudinais. Contudo, contrariamente a uma expectativa preconcebida, a regularidade e a uniformidade impostas não produzem um escoamento interno uniforme e regular” (Zdravkovich, 1997)

Neste trabalho, é apresentado um estudo experimental das principais características do escoamento cruzado sobre as primeiras fileiras de bancos de tubos com arranjo quadrangular. Foram realizadas medições de pressão e de velocidade, a fim de detectar as instabilidades geradas nessas primeiras fileiras que atuam sobre o escoamento, alterando as suas características. Preliminarmente foram estudados os escoamentos sobre dois tubos posicionados lado a lado e sobre uma fileira de tubos transversal ao escoamento. Após, foram realizadas medições no canal aerodinâmico com bancos de tubos alinhados, com razões de espaçamento de 1,26, 1,4 e 1,6 e visualizações no canal de água, com um banco de tubos alinhados com razão de espaçamento de 1,26. A Tabela 5.1 resume as características dos experimentos realizados.

Tabela 5.1 - Características dos experimentos realizados

característica	medição	visualização
fluido	ar	água
diâmetro tubo (mm)	32,1	75
Razões de espaçamento (P/D)	1,26, 1,4 e 1,6	1,26
Razão aspecto (l/D)	4,5	4,5
Razões de bloqueio		
• dois tubos (%)	33	33
• fileira de tubos (%)	75	75
• banco de tubos (%)	75 e 66	75
Números de Reynolds (valores médios)		
• dois tubos	$3,0 \times 10^4$	$1,15 \times 10^4$
• fileira de tubos	$1,04 \times 10^5$	$5,2 \times 10^4$
• banco de tubos	$7-8 \times 10^4$	$3-4 \times 10^4$

Os experimentos realizados com dois tubos posicionados lado a lado em relação ao escoamento identificaram a presença do fenômeno biestável e a geração das duas esteiras características. Foram obtidas as frequências de desprendimento de vórtices para cada uma das esteiras, que adimensionalizadas em termos de números de Strouhal, resultaram em valores de 0,14 e 0,42, respectivamente, para as esteiras estreita e larga. O tempo médio de troca entre os dois modos de escoamento ficou em torno de 10 s, concordando com Kim e Durbin (1988), que indicam um valor na ordem de 10^3 vezes maior do que o período de desprendimento de vórtices.

Para os experimentos com uma fileira de tubos, as medições de pressão e velocidade apontaram para a existência de um padrão de escoamento onde, os jatos que emergem das fendas entre os tubos, formam duas células de esteiras coalescidas, posicionadas atrás dos tubos 2 e 4. Na visualização, além desse, outro padrão diferente de formação das esteiras foi identificado. Também foi possível verificar, que para o caso do escoamento sobre uma fileira de tubos transversal ao escoamento, não há a geração de uma componente transversal ao escoamento de magnitude considerável. As medições de velocidade também mostraram que o desprendimento de vórtice dentro de uma fenda estreita ocorre em oposição de fase atrás de dois tubos vizinhos.

Para esses dois casos, os experimentos mostraram características semelhantes às apresentadas na literatura de referência e serviram de calibração para as técnicas de medição e visualização empregadas.

Nos estudos com os bancos de tubos, as medições das velocidades e das intensidades de turbulência, dentro das fendas formadas entre os tubos na direção do escoamento, mostraram que a evolução dos valores medidos não se dá de forma uniforme entre duas fendas adjacentes. As maiores variações nas distribuições de velocidades correm para o banco com a menor razão de espaçamento. As medições de pressão, feitas para as quatro primeiras fileiras dos bancos de tubos, estão em consonância com a não uniformidade nas distribuições de velocidade. Os coeficientes de pressão medidos para as três geometrias usadas, têm boa concordância com aqueles medidos por Zdravkovich (1997) para bancos de tubos alinhados com razões de espaçamento de 1,2 e 1,6. Os picos de energia encontrados nos espectros de flutuação de pressão, associados a desprendimento de vórtices e ressonância acústica, estão na faixa de 0,1 e 0,5 e concordam com os gráficos apresentados por Ziada (2004), para geometrias semelhantes. A energia dos espectros cresce, a partir da primeira fileira de tubos, na direção das fileiras mais interiores, em função do aumento da intensidade na turbulência.

Um fenômeno de alteração aleatória no modo de escoamento, caracterizado pela presença de componentes transversais ao escoamento principal, que leva ao aparecimento de tridimensionalidades com escala da ordem da dimensão do canal, foi identificado. A ocorrência

de tal fenômeno pode tornar-se uma importante origem de instabilidades dinâmicas, visto que pode alternar os coeficientes de sustentação e arrasto dos tubos, alterando a resposta dinâmica das estruturas envolvidas. Esse fenômeno foi detectado através de medições de velocidade para as três razões de espaçamento estudadas e visualizado, no canal de água, usando um banco de tubos com razão de espaçamento de 1,26. Tanto as medições de velocidade e de pressão, quanto os experimentos de visualização, foram realizados na faixa de números de Reynolds que determina o regime subcrítico, onde se espera que os fenômenos gerados sejam independentes da velocidade do escoamento.

O fenômeno identificado é semelhante ao escoamento biestável que ocorre na geometria de dois tubos posicionados lado a lado transversalmente ao escoamento. Fenômeno semelhante, também ocorre no escoamento sobre uma fileira de tubos, onde as esteiras que emergem das fendas estreitas entre os tubos, desviam-se para formar conjuntos instáveis, que podem mudar de configuração aleatoriamente. Tanto para o caso de dois tubos posicionados lado a lado, como para uma fileira transversal ao escoamento, o jato que emerge entre dois cilindros interage com as esteiras formadas por cada cilindro. Como resultado, o jato central é defletido para a direção de um cilindro, podendo permanecer nesta posição durante um tempo, para depois retomar seu comportamento aleatório. A origem desse fenômeno, contudo, não é completamente entendida. Ele tem sua origem na velocidade e assim, na vorticidade, e em flutuações das esteiras da vizinhança. É esperado que, no início do processo, as esteiras sejam geradas independentemente uma da outra. Se os vórtices vizinhos têm a mesma fase, a flutuação irá fazer a esteira crescer. Se a razão de espaçamento P/D é maior do que um, mas pequena o suficiente para garantir a interação entre as esteiras dos cilindros adjacentes, a esteira resultante não se comporta como um único corpo rombudo, devido ao escoamento através da fenda entre os tubos. Preferencialmente, ela permanecerá atrás de um tubo, até que uma nova perturbação desestabilize a esteira e o processo se inicie novamente.

Em bancos de tubos, o fenômeno de troca é influenciado por um escoamento altamente desordenado após a segunda e a terceira fileira, o qual, em algumas geometrias, não permite a observação de uma frequência característica. Contudo, o processo de desprendimento de vórtices ainda ocorre. Se a interação das esteiras, descrita para os dois cilindros posicionados lado-a-lado ou para uma fileira de tubos, ocorre, a troca no modo será fortemente influenciada pela presença dos tubos da próxima fileira. Como não há espaço físico para a formação da esteira, devido à presença dos tubos da fileira seguinte, o escoamento será direcionado para cima ou para baixo, ou seja, na direção paralela ao eixo dos tubos, resultando em uma forte característica tridimensional para o escoamento através do banco. Essa componente, no plano formado pelo

eixo dos tubos e a direção do escoamento principal, acarreta uma redistribuição do escoamento, gerando componentes transversais ao eixo dos tubos e ao escoamento.

Em função do processo de aceleração/desaceleração que ocorre nos jatos que escoam no interior das fendas na direção do escoamento, as velocidades dentro das fendas do banco de tubos não se distribuem de forma completamente homogênea. A diferença entre as velocidades pode provocar a geração e desprendimento de vórtices em frequências diferentes e estar relacionada com as instabilidades que causam o efeito tridimensional.

As medições de velocidade, realizadas no interior das três geometrias de banco de tubos estudadas, que permitiram detectar a presença do fenômeno do escoamento biestável, resultaram em diferentes tempos de permanência entre cada modo, em função da razão de espaçamento dos tubos. Para o banco com $P/D = 1,26$, o tempo de permanência em cada modo foi da ordem de 0,5 s. Para o banco com $P/D = 1,4$ a troca de modo ocorreu na faixa de 1 a 2 s e, para o banco com $P/D = 1,6$, foi da ordem 10 s. Isso leva a concluir que o tempo em que ocorrem as trocas no modo de escoamento está associado à geometria do banco de tubos, quanto maior a razão de espaçamento, maior será o tempo de permanência em cada modo.

Os experimentos de visualização permitiram reconhecer que esse escoamento transversal começa a ocorrer atrás da segunda fileira do banco e, em função dos diversos arranjos visualizados, levando a concluir que isso é uma característica que ocorre a partir do lado de jusante da segunda fileira, em um banco com no mínimo mais uma fileira após a segunda. Pois, quando foram estudadas apenas duas fileiras, instabilidades e geração de esteiras desviadas ocorreram, contudo, mantiveram a característica bidimensional, sem a componente transversal contida no plano formado pelo eixo dos tubos e a direção do escoamento.

Nos experimentos onde o ar foi o fluido de trabalho, a troca nos modos de escoamento ocorreu de forma natural, seguindo uma característica de aleatoriedade. Nos experimentos de visualização em canal de água, tal fato não pôde ser identificado. As trocas no modo de escoamento só ocorreram a cada novo experimento, ou seja, a cada reinicialização do sistema de circulação de água. Tal fato também é citado por Summer et al. (1999), que relata, que em seus experimentos, a natureza biestável do escoamento desviado não foi detectada nos ensaios em canal de água. Isso, conforme eles, poderia ser atribuído a uma combinação de um pequeno grau de desalinhamento dos cilindros e a efeitos experimentais, como as razões de aspecto e bloqueio. Summer et al. (1999) chamam a atenção, também, para o fato que experimentos prévios, nos quais o padrão de escoamento biestável foi reportado, foram realizados somente em túneis de vento.

Este processo, portanto, parece ligado às propriedades físicas do fluido, de tal modo, que a similaridade via grupos adimensionais clássicos não consegue capturar. Estudos da influência da variação da viscosidade através da adição de glicol à água, ou utilizando-se outros fluidos, são inviáveis devido ao grande volume de líquido no canal utilizado.

O estudo realizado, que permitiu a identificação dos efeitos tridimensionais gerados nas primeiras fileiras de bancos de tubos na forma de componentes transversais à direção principal do escoamento, reforça a idéia de que, em sendo a turbulência um fenômeno tridimensional, as hipóteses de bidimensionalidade, por vezes adotada como simplificação na análise, podem não levar em conta importantes características do escoamento.

Uma questão adicional pode ser levantada quando um banco de tubos é estudado com o objetivo de análise de trocadores de calor: qual o efeito da tridimensionalidade transversal ao escoamento encontrada e a troca de modos sobre o processo de troca de calor e perda de carga? Isto seria prejudicial, devendo ser evitado ou controlado, ou seus efeitos podem ser benéficos, por exemplo, melhorando o processo de troca de calor? Todavia, observando os resultados experimentais, torna-se evidente que um cuidado especial deve ser tomado para a faixa de números de Strouhal onde essas instabilidades podem ocorrer.

A observação e a identificação das instabilidades usando a técnica de anemometria de fio quente e medições de flutuações de pressão somente foram possíveis, por meio da aplicação de transformadas de ondaletas, pois a análise espectral através da transformada de Fourier não é apropriada para identificar fenômenos onde processos intermitentes estão presentes. Assim, as transformadas de ondaletas contínuas ou discretas são ferramentas muito adequadas para a análise de problemas do tipo estudado neste trabalho.

5.1. Sugestões de trabalhos futuros

Inicialmente, é importante verificar se o escoamento gerado, na forma de uma rotação com eixo na direção principal do escoamento, que nos experimentos realizados neste trabalho, apresentou ordem de grandeza equivalente ao tamanho do canal, ocorre para outras razões de aspecto e para outros números de tubos. Assim, sugere-se que sejam estudadas maiores razões de aspecto - bancos com o mesmo número de tubos, mas com comprimentos maiores - a fim de determinar se há a tendência de geração de células de escoamento circular ao longo do eixo dos tubos. Adicionalmente, podem ser estudados bancos com um maior número de tubos em cada fileira - para a mesma razão de aspecto deste trabalho - visando avaliar a extensão do escoamento transversal.

Também se sugere que um trabalho semelhante seja realizado, mas utilizando-se arranjo de tubos desencontrados do tipo triangular.

A partir do conhecimento destas novas componentes do escoamento, torna-se necessário o levantamento dos esforços gerados sobre os cilindros relacionados ao efeito do escoamento transversal e à influência sobre os coeficientes de arrasto e sustentação. Além disso, deve ser estudada a importância que a componente transversal do escoamento tem sobre os mecanismos de transferência de calor e perda de carga.

Neste trabalho, foram estudadas geometrias com razão de espaçamento entre 1,26 e 1,6, que são as mais utilizadas em trocadores de calor industriais. É importante, porém, ampliar o estudo para geometrias com maior espaçamento, a fim de identificar a maior razão de espaçamento em que o fenômeno estudado pode estar presente, pois outras aplicações de engenharia, como linhas de transmissão, plataformas *offshore*, conjuntos de chaminés, etc, lidam com razões de espaçamento bem maiores.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Abry, P., 1997, “Ondelettes et turbulence. Multirésolutions, algorithms de decomposition, invariance d'échelles”, Paris, Diderot Editeur.
- Akbari, M. H., Price, S. J., 2005, “Numerical investigation of flow patterns for staggered cylinder pairs in cross flow”, *Journal of Fluids and Structures*, Vol. 20, pp-533-554.
- Alam, M. M., Moriya, M. and Sakamoto, H., 2003, "Aerodynamic characteristics of two side-by-side circular cylinders and application of wavelet analysis on the switching phenomenon", *Journal of Fluids and Structures*, vol. 18, pp. 325–346.
- Alam, M. M., Sakamoto, H., 2005, “Investigation of Strouhal frequencies of two staggered bluff bodies and detection of multistable flow by wavelets”, *Journal of Fluids and Structures*, Vol. 20, pp. 425-449.
- Barcellos, C. R., 2001, “Características dinâmicas do escoamento turbulento em bancos de tubos inclinados”, *Dissertação de Mestrado, PROMEC-UFRGS, Porto Alegre.*
- Barcellos, C. R., Bartz, C. L., Moller, S. V., 2002, “Velocity and pressure fluctuations on inclined tube banks submitted to turbulent flow”, *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, Vol. XXIV.
- Bendat, J. S. and Piersol, A. G., 1971, *Random Data: Analysis and Measurement Procedures*, Willey – Interscience, New York
- Blevins, R. D., 1990, “Flow-Induced vibrations”, 2^a ed., Van Nostrand Reinhold, New York.
- Borsoi, L. 2001. Flow-Induced Vibration of Nuclear Components: Future R&D Perspective Derived from the French Experience, *Transactions of SMiRT 16 - International Conference on Structural Mechanics in Reactor Technology*, CD-Rom, Paper #1460, Divison J, Washington-DC.
- Bradshaw, P., 1978, “An introduction to turbulence and its measurement”, Pergamon, Oxford.
- Chen, S. S., 1984, “Guidelines for the instability flow velocity of tube arrays in crossflow”, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 93(3), pp.439-455.
- Copetti, J. B., 1989, Cálculo de trocadores de calor tipo casco e tubos por partes com determinação das curvas de temperatura e perda de carga, *Dissertação de Mestrado, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, PROMEC-UFRGS, Porto Alegre.*

- Deschamps, C. J., 2002, “Simulação Numérica da Turbulência”, Freire, A. P. S., Menut, P. P. M. e Su, J., Turbulência, Modelos Algébricos e Diferenciais, César J. Deschamps, Cap. 3, Rio de Janeiro: ABCM.
- Endres, L. A. M., Möller, S. V., 1994, “Estudo experimental da influência de conexões entre tomadas e transdutores de pressão”, Anais do 8º Simpósio Brasileiro sobre Tubulações e Vasos de Pressão e 2º Simpósio Latino Americano sobre Tubulações e Vasos de Pressão, Gramado, RS.
- Endres, L. A. M., 1997, “Análise experimental do campo de pressões flutuantes em bancos de tubos submetidos a escoamento transversal turbulento”, Tese de Doutorado, PROMEC-UFRGS, Porto Alegre.
- Endres, L. A. M., Moller, S. V., 2001, “On the fluctuating wal pressure field in tube banks”, Nuclear Engineering and Design, Vol. 203, pp. 13-26.
- Fox, R. W. e McDonald A. T., 2001, “Introdução à Mecânica dos Fluidos”, 5ª edição, LTC - Livros Técnicos e Científicos Editora S. A., Rio de Janeiro.
- Fraas, A. P. e Ozisik, M. N., 1965, Heat Exchanger Design, John Wiley e Sons.
- Goulart, J. N. V., Olinto, C. R. and Möller, S. V., 2003, “Experimental analysis of the turbulent flow inside a tube bank with baffle plates”, in Proceedings 17th Brazilian Congress of Mechanical Engineering, São Paulo, Brazil.
- Goulart, J. N., 2004, “Estudo experimental de campos de velocidade e pressão em bancos de tubos com placas defletoras”, Dissertação de Mestrado, PROMEC - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, Brasil.
- Grimison, E. D. 1937. Correlation and utilization of new data on flow resistance and heat transfer for cross flow of gases over tube banks. *Transactions of the American Society of Mechanical Engineers*, New York: Process Industries Division, pp. 583-594.
- Groover, L. K. e Weaver, D. S., 1978, “Cross-flow induced vibrations in a tube bank - vortex shedding”, J. Sound and Vibration 59, pp. 263-276.
- Guillaume, D. W. and LaRue, J. C., 1999, Investigation of the flopping regime with two-, three- and four-cylinder arrays, *Experiments in Fluids* 27, pp. 145-156.
- Ha, M. Y., Kim, S. H., Kim, K. C e Son, Y. C., 2004, “A numerical study for the three-dimensional fluid flow past tube banks and comparison with PIV experimental data”, *KSME International Journal*, 18 (12) pp. 2236-2249.
- Hassan, Y. A., Barsamian, H. R., 2004, “Tube bundle flows with the large eddy simulation technique in curvilinear coordinates”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 47, Issue 14-16, pp.3057-3071.

- Hassan, Y. A., Barsamian, H. R., 2004, "Tube bundle flows with the large Eddy simulation technique in curvilinear coordinates", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 47, Iss. 14-16, pp. 3057-3071.
- Hiramoto, R., Higuchi, H., 2003, "Vortex shedding behind a non parallel pair of circular cylinders", *Journal of Fluids and Structures* 18, pp. 131-143.
- Hussain, A. K. M. F., 1983, "Coherent structures - reality and myth", *Physics of Fluids*, Vol. 26, n. 10, pp.2816-2850, American Institute of Physics.
- Indrusiak, M. L. S. and Möller, S. V., 2004 "Wavelet analysis of experimental turbulence time series", IV Escola de Primavera de Transição e Turbulência, ABCM, Porto Alegre.
- Indrusiak, M. L. S., Goulart, J. N. V., Olinto, C. R. and Möller, S. V., 2003, "Wavelet time-frequency analysis of accelerating and decelerating flows in a tube bank", *Transactions of the 17th International Conference on Structural Mechanics in Reactor Technology (SMiRT 17)*, Prague, Czech Republic.
- Indrusiak, M. L. S., Olinto, C. R., Goulart, J. V., Möller, S. V., 2005, "Wavelet time-frequency analysis of accelerating and decelerating flows in a tube bank", *Nuclear and Engineering Design*, Vol.235, pp. 1875-1887.
- Indrusiak, M. L., 2004, "Caracterização de escoamentos turbulentos transientes usando a transformada de ondaletas", Tese de Doutorado, PROME, UFRGS, Porto Alegre.
- Isaev, S. A., Baranov, P. A. e Kudryavtsev, 2004, "Numerical simulation of heat transfer under conditions of turbulent separated flow in tube banks", *Heat and Mass Transfer and Physical Gasdynamics*, High Temperature, Vol. 42, pp. 290-301.
- Kern, D. Q., 1982, *Processos de Transmissão de Calor*, Ed. Guanabara Dois, Rio de Janeiro.
- Kim, H. J. and Durbin, P. A., 1988, Investigation of the flow between a pair of circular cylinders in the flopping regime, *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 196, pp. 431-448.
- Le Gal, P., Peschar, I., Chauve, M.P. e Takeda, Y., 1996, "Collective behaviour of wakes downstream a row of cilindres", *Phys. Fluids* 8, pp. 2097-2106.
- Lesieur, M., 1997, "Turbulence in fluids", 3rd Ed., Kluwer Academic Publishers, Dordrecht.
- Mansur, S. S., Vieira, E. D. R., 2004, "Visualização experimental de escoamentos", anais da IV Escola de Primavera de Transição e Turbulência, Porto Alegre, Brasil.
- Meneghini, J., 2002, "Mecânica da Geração e Desprendimento de Vórtices no Escoamento ao Redor de Cilindros", *Anais da ETT 2002 - III Escola de Primavera de Transição e Turbulência*, pp. 217-344, Florianópolis, SC.
- Moffat, R. J., 1988, "Describing the uncertainties in experimental results", *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 1, pp.3-17.

- Möller, S. V., Qassim, R. Y., 1985, "A constitutive model for the flow through rod bundles and the verification of its applicability", *Nuclear Engineering and Design*, v.88, pp.1-9.
- Oengören, A., e Ziada, S., 1992, "Vortex shedding an acoustic resonance in an in-line tube bundle Part II: acoustic resonance", *Journal of Fluids and Structures*, Vol. 6, pp.293-309.
- Oengören, A., e Ziada, S., 1998, "An in-depth study of vortex shedding, acoustic resonance and turbulent forces in normal triangle tube array", *Journal of Fluids and Structures*, Vol. 12, pp.717-758.
- Païdoussis, M. P., 1982, "A review of flow-induced vibrations in reactors and reactor components", *Nuclear Engineering and Design* 74, pp. 31-60.
- Percival, D. B. e Walden, A. T., 2000, *Wavelet Methods for Time Series Analysis*, Cambridge University Press.
- Perry, R. H. e Chilton, C. H., 1980, *Manual de Engenharia Química*, Ed. Guanabara Dois, Rio de Janeiro.
- Peschard I., Le Gal, P., 1996, "Coupled wake of cylinders", *Physical Review Letters*, Vol. 77, Nº 15, pp.3122-2125.
- Petry, A. P., 2002, "Análise numérica de escoamentos turbulentos tridimensionais empregando o método de elementos finitos e simulação de grandes escalas", Tese de Doutorado, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, RS.
- Pettigrew, M. J., Taylor, C. E., Fisher, N. J., Yetisir, M. e Smith, B. A. W., 1997, "Flow-induced vibration: recent findings and open questions", *Trans. SMiRT 14*, 14th International Conference on Structural Mechanics in Reactor Technology, pp.19-48, Lyon.
- Ribeiro, C. M. C. e Goldstein Jr., L., 1985, "Comparação de métodos de cálculo termo-hidráulico para trocadores de calor casco e tubo, sem mudança de fase", VIII COBEM, São José dos Campos.
- Ribeiro, P. A. R., Souza, T. F. e Silvestrini, J. H., 2004, "Análise do desprendimento de vórtices de dois cilindros perpendiculares ao escoamento por simulação numérica direta", Escola de Primavera de Transição e Turbulência, Porto Alegre, RS.
- Ribeiro, P. A. R., Souza, T. F. e Silvestrini, J. H., 2004, "Análise do desprendimento de vórtices de dois cilindros perpendiculares ao escoamento por simulação numérica direta", Escola de Primavera de Transição e Turbulência, Porto Alegre, RS.
- Shiozer, D., 1996, "Mecânica dos Fluidos", LTC - Livros Técnicos e Científicos Editora S. A., Rio de Janeiro.
- Silva, C., 1993, "Análise experimental do campo de pressão e da perda de carga em um banco de tubos", Dissertação de Mestrado, PROMEC, UFRGS.

- Souza, T. F. e Silvestrini, J. H., 2002, “Simulação numérica direta da esteira provocada por um par de cilindros”, IX Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciências Térmicas - ENCIT, Caxambu, MG.
- Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association, Seventh edition, New York, 1988.
- Strasberg, M., 1963, “Measurement of fluctuating static and total-head pressure in a turbulent wake”, NATO Report Agard-R-464, Paris.
- Sumner, D., Wong, S. S. T., Price, S. J. and Païdoussis, 1999, Fluid Behaviour of side-by-side circular cylinders in steady cross-flow, *Journal of Fluids and Structures* 13, pp. 309-338.
- Tennekes, H., Lumley, J. L., 1987, “A first course in turbulence”, Massachusetts : MIT Press.
- Weaver, D. S., 1993, “Vortex shedding and acoustic resonance in heat exchanger tube arrays”, *Technology for the 90's*. Au. Yang, M.K., eds. Part III, chap.6, ASME, New York, NY, pp.775-810.
- Weaver, D. S., Ziada, S., Au-Yang, M. K., Chen, S. S., Païdoussis, M. P. e Pettigrew, M. J., 2000, “Flow-induced vibrations in power and process plant components - progress and prospects”, *Journal of Pressure Vessel Technology - ASME*, agosto 2000, vol. 122, pp.339-348.
- Welch, P. D., 1967, “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, pp. 70-75, New York,.
- West, G. S., Apelt,, C. J., 1984, “The effect of tunnel blockage and aspect ratio on the mean flow past a circular cylinder with Reynolds numbers between 10^4 and 10^5 ”, *Journal of Fluids Mechanics*, Vol. 114, pp.361-377.
- Wiemer, P. 1937. “Untersuchung über den Zugwiderstand von Wasserrohrkesseln“, Dissertation, RWTH - Aachen, Aachen, GER.
- Williamson, C. H. K., 1985, “Evolution of a single wake behind a pair of bluff bodies”, *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 159, pp. 1-18.
- Xu, S. J., Zhou, Y., So, R. M. C., 2003, “Reynolds number effects on the flow structure behind two side-by-side cylinders”, *Physics of Fluids*, Vol.15, No.5, pp.1214-1219.
- Zdravkovich, M. M. and Stonebanks, K. L., 2000, “Intrinsically non-uniform and metastable flow in and behind tube arrays”, *Journal of Fluids and Structures*, Vol.4, pp. 305-319.
- Zdravkovich, M. M., 1977, Review of flow interference between two circular cylinders in various arrangements, *Journal of Fluids Engineering (Transactions of the ASME)*, December, 1977, pp. 618-633

- Zdravkovich, M. M., 1997, "Flow around circular cylinders - Volume 2: Applications", Oxford Universit Press Inc., New York, United States, 589 p.
- Zhang, H. J., Zhou, Y., 2001, "Effect of unequal cylinder spacing on vortex streets behind three side-by-side cylinders", *Physics of Fluids*, Vol. 13, No. 12, pp.3675-3686.
- Zhou, Y., Zhang, H. J. and Yiu, M. W., 2002, The turbulent wake of two side-by-side circular cylinders, *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 458, pp. 302-332.
- Ziada, S., 2000, "Flow periodicity and acoustic resonance in parallel triangle tube bundles", *Journal of Fluids and Structures*, Vol. 14, pp.197-219.
- Ziada, S., 2004, "Vorticity shedding, acoustic resonance and turbulence excitations in tube bundles", *anais da IV Escola de Primavera de Transição e Turbulência*, Porto Alegre, Brasil.
- Ziada, S., Bolleter, U. e Chen, Y. N., 1984, "Vortex shedding and acoustic resonance in a staggered-yawed array of tubes", *ASME Symposium on Flow-Induced Vibrations*, Ed. M. P. Païdoussis et al. Vol 2, pp227-242, New York.
- Ziada, S., e Oengören, A., 1993, "Vortex shedding in an in-line tube bundle with large tube spacing", *Journal of Fluids and Structures*, Vol. 7, pp.661-687.
- Ziada, S., Oengören, A. and Bühlmann, E. T., 1989, "On acoustical resonance in tube arrays. Part I: Experiments", *Journal of Fluids and Structures*, Vol. 3, pp.293-314.
- Ziada, S., Oengören, A., 1992, "Vortex shedding and acoustical resonance in an in-line tube bundle - Part I: vorticity shedding", *Journal of Fluids and Structures*, Vol. 6, pp.271-292.
- Zukauskas, A., 1972, "Heat Transfer from Tubes in Crossflow", em *Advances in Heat Transfer*, v. 8, Academic Press Inc., New York.
- Zukauskas, A., Katinas, V., 1991, "Fluid dynamics forces on vibrating tubes of heat exchangers in cross flow", *Journal of Fluids and Structures*, Vol.5, pp.279-298.

Anexo A - Análise de incertezas

De acordo com Moffat (1988), a equação básica para o cálculo da incerteza de um resultado, combinando-se as incertezas das variáveis envolvidas, é dada por:

$$\delta R = \left\{ \sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial R}{\partial x_i} \delta x_i \right)^2 \right\}^{1/2} \quad (\text{A-1})$$

onde $R = R(x_1, x_2, \dots, x_n)$ é o resultado em análise e δx_i é a incerteza da variável x_i . A derivada parcial de R em relação a x_i é o coeficiente de sensibilidade do resultado R com respeito à medição de x_i .

Os principais grupos adimensionais utilizados neste trabalho são o número de Reynolds (Eq. 2.1) e o número de Strouhal (Eq. 2.2). Aplicando-se a Eq. (A-1), pode-se calcular as incertezas correspondentes por:

$$\delta Re = Re \left[\left(\frac{\delta V}{V} \right)^2 + \left(\frac{\delta D}{D} \right)^2 + \left(\frac{\delta \nu}{\nu} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A-2})$$

e

$$\delta S = S \left[\left(\frac{\delta f}{f} \right)^2 + \left(\frac{\delta V}{V} \right)^2 + \left(\frac{\delta D}{D} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A-3})$$

A incerteza na leitura dos valores medidos é dada pela resolução da escala de medição. Assim, para o D pode-se definir uma incerteza $\pm 0,0001\text{m}$, enquanto que ν depende das leituras de temperatura, com erro de $\pm 0,5^\circ \text{C}$ e de pressão, com erro de $\pm 0,5 \text{ mmHg}$.

A incerteza na leitura de velocidade depende da equação utilizada para conversão dos valores de tensão obtidos pelo anemômetro de fio quente. Para sonda de fio reto, a equação é dada por:

$$U_x = \left(\frac{E_x^2 - E_{0x}^2}{B_x} \right)^{1/n_x} \quad (\text{A-4})$$

Aplicando-se a Eq. (A-1), obtém-se:

$$\delta U_x = \frac{U_x}{n\alpha} \left[(\ln U_x \delta n\alpha)^2 + \left(\frac{1}{B_x} \delta B_x \right)^2 + \left(\frac{2E_{0x}}{E_x^2 - E_{0x}^2} \delta E_{0x} \right)^2 + \left(\frac{2E_x}{E_x^2 - E_{0x}^2} \delta E_x \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A-5})$$

Para o cálculo da componente transversal da velocidade, utilizando-se a sonda dupla reto-inclinado, a equação de conversão é dada por:

$$W = U_x \tan \beta \quad (\text{A-6})$$

Aplicando-se a Eq. (A-1), a incerteza na leitura é dada por:

$$\delta W = W \left[\left(\frac{\delta U_x}{U_x} \right)^2 + \left(\frac{\delta(\tan \beta)}{\tan \beta} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A-7})$$

Para o cálculo da velocidade transversal W, é necessário informações da calibração da sonda de fio inclinado, que é dada por:

$$E_\alpha^2 = E_{0\alpha}^2 + B_\alpha U_{real}^{n\alpha} \cos^{m\alpha} (\alpha - \beta) \quad (\text{A-8})$$

Para a solução do ângulo de incidência as Equações (A-4) e (A-8), devem ser resolvidas em conjunto. Assim, o erro na leitura do valor de $\tan \beta$ é expresso por:

$$\delta \tan \beta = \frac{\tan \beta - 1}{m\alpha} \left[(\ln \tan \beta \delta m\alpha)^2 + \left(\frac{1}{B_\alpha} \delta B_\alpha \right)^2 + \left(\frac{2E_{0\alpha}}{E_\alpha^2 - E_{0\alpha}^2} \delta E_{0\alpha} \right)^2 + \dots \right. \\ \left. \dots + \left(\frac{2E_\alpha}{E_\alpha^2 - E_{0\alpha}^2} \delta E_\alpha \right)^2 + \left(\frac{n\alpha}{U_x} \delta U_x \right)^2 + (\ln U_x \delta n\alpha)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A-9})$$

O erro na leitura dos valores de tensão com o anemômetro de fio quente, E_x , E_{0x} , E_α e $E_{0\alpha}$, é calculado a partir dos dados do fabricante:

$$\delta E = \left(\frac{OS}{1000} + 0,0005 \right) mV \quad (\text{A-10})$$

onde OS é o fator de compensação (offset) ajustado para cada medição.

O erro na leitura de n_x , $m\alpha$, $n\alpha$, B_x e B_α , por serem valores obtidos por meio de regressão numérica de dados de calibração, foi calculado da forma descrita por Moffat, (1988):

1- Calcula-se o resultado R_0 a partir dos dados obtidos (de calibração);

2- Para cada variável x_i (pontos de calibração) envolvida, calcula-se o valor de R_{i+} e R_{i-} , respectivamente aumentando-se e subtraindo-se a incerteza de medição na variável correspondente;

3- Calcula-se o valor da incerteza atribuída a cada variável:

$$\delta x_i = (|R_{i+} - R_0| + |R_{i-} - R_0|) / 2 \quad (\text{A-11})$$

4- Calcula-se então o valor da incerteza de R

$$\delta R = \left[\sum_{i=1}^N (\delta x_i)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A-12})$$

As curvas de calibração para o anemômetro são habitualmente obtidas a partir de seis pontos de medição distribuídos no intervalo entre zero e um valor conveniente acima da velocidade máxima do experimento.

Para a calibração das sondas, são usados três equipamentos para a medição da pressão na câmara plena do calibrador em função da faixa. As incertezas na leitura dos valores de tensão durante a calibração foram calculadas a partir da Equação (A-10). A incerteza na leitura dos valores de pressão com o micromanômetro de coluna inclinada foi estimada em $\pm 0,02$ mmH₂O. Para o manômetro eletrônico de pressão a incerteza é de 1% da leitura e o manômetro de coluna d'água para pressões maiores apresenta uma incerteza de ± 2 mmH₂O.

A incerteza para os valores de n_x e B_x foi então calculada conforme a sistemática acima, obtendo-se, para a sonda de fio reto, valores de $\delta n_x=0,005$ e $\delta B_x=0,008$.

Para a sonda de fio duplo reto-inclinado os valores obtidos para as incertezas foram: $\delta n_\alpha=0,003$, $\delta m\alpha=0,010$ e $\delta B_\alpha=0,031$.

A incerteza nos valores lidos para as frequências de desprendimento de vórtices utilizando-se análise de Fourier depende da largura de banda utilizada e do erro sistemático calculado para cada aquisição, sendo ± 4 Hz um valor típico. Para as frequências obtidas pela

transformada de pacotes de ondaletas, o erro é de $\pm Fs/2^{n+2}$, ou seja, a metade da largura do intervalo de frequência.

O cálculo da incerteza das medições de velocidade com a sonda de fio reto, conforme descrito acima, teve uma variação de 3,5 a 10%, dependendo da curva de calibração utilizada e da região da curva em que se situava a leitura. A incerteza no cálculo dos números de Strouhal ficou na faixa de 2%.