

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

CARACTERÍSTICAS DINÂMICAS DO ESCOAMENTO TURBULENTO
EM BANCOS DE TUBOS INCLINADOS

por

Cristiano Rodrigues Barcellos

Dissertação para obtenção do Título de
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, maio de 2001.

**CARACTERÍSTICAS DINÂMICAS DO ESCOAMENTO TURBULENTO
EM BANCOS DE TUBOS INCLINADOS**

por

Cristiano Rodrigues Barcellos
Engenheiro Mecânico

Dissertação 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

Mestre em Engenharia

Área de Concentração: **Fenômenos de Transporte**

Orientador: Prof. Dr. **Sergio Viçosa Möller**

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

Aprovado por:

Prof. Dr. **Volnei Borges, PROMEC/UFRGS**

Prof. Dra. **Edith Beatriz Camaño Schettini, IPH/UFRGS**

Prof. Dr. **Jorge Hugo Silvestrini, PUC/RS**

Prof. Dr. **Alberto Tamagna**

Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 24 maio de 2001.

RESUMO

Bancos de tubos ou de barras são encontrados nas indústrias nucleares e de processos, constituindo-se nos dispositivos mais comumente utilizados no desenvolvimento de trocadores de calor. O procedimento usual na análise de bancos de tubos considera o escoamento incidindo uniformemente no banco ao longo de toda a extensão dos tubos. Em aplicações reais de trocadores de calor este fato não é observado, pois o escoamento não é uniforme devido a presença de defletores e condições de entrada e saída.

A proposta deste trabalho é apresentar um estudo experimental das flutuações de pressão e velocidade e sua interdependência do escoamento turbulento incidindo em arranjos de cilindros inclinados, com diferentes ângulos de incidência (30° , 45° , 60° e 90°) simulando bancos de tubos inclinados com arranjo quadrangular e razão de espaçamento $P/D=1,26$.

A seção de testes é um canal retangular com 146 mm de altura e largura de 193 mm. O fluido de trabalho é o ar, impulsionado por um ventilador centrífugo, passando por uma câmara de tranquilização e um conjunto de grades e telas, que tem a finalidade de uniformizar o escoamento e reduzir a intensidade de turbulência para a ordem de 2%, antes de alcançar a seção onde são realizadas as medições.

Medições da distribuição de pressão na parede e flutuações de velocidade e pressão em torno de um dos tubos no interior dos bancos foram realizadas para diferentes ângulos de incidência, utilizando a técnica de anemometria de fio quente e um transdutor de pressão. Os resultados experimentais são apresentados na forma adimensional.

A distribuição média de pressão em uma das paredes laterais do canal, com a presença do banco de tubos, mostrou que as linhas isobáricas não são paralelas ao eixo dos tubos, indicando que o gradiente de pressão não é perpendicular aos tubos, nem paralelo a direção principal do escoamento. As médias quadráticas das flutuações de pressão indicam uma distribuição mais uniforme das cargas dinâmicas em torno dos tubos do bancos com inclinações de 30° e 90° . A análise dos resultados dos espectros das flutuações de pressão mostra que conforme o ângulo de incidência do escoamento aumenta, picos aparecem para freqüências adimensionais cada vez menores. O comportamento dos espectros de flutuação de velocidade mostram um decaimento suave das curvas quando o ângulo de incidência do escoamento aumenta. A correlação cruzada entre as flutuações de velocidade e pressão indicam que, quando o ângulo de incidência do escoamento diminui, importantes efeitos tridimensionais aparecem. Esses efeitos, caracterizados pelas oscilações na correlação cruzada para o ângulo de incidência de 45° , parecem desaparecer se o ângulo de incidência continua-se a ser reduzido.

ABSTRACT

Banks of tubes or rods are found in the nuclear and process industries, being the most common device used in the development of heat exchangers. The usual procedure in the analysis of tube banks considers uniform flow impinging to the bank in the whole extension of the tubes. In actual heat exchangers applications this fact is not observed since the flow is not uniform due to the presence of baffles and to inlet and outlet conditions.

The purpose of this work is to present the experimental study of pressure and velocity fluctuations and their interdependence in the turbulent flow impinging on arrangements of inclined circular cylinders, with different incidence angles (30° , 45° , 60° and 90°), simulating inclined tube banks with square arrangement and pitch to diameter ratio $P/D= 1,26$.

The test section is a rectangular channel with 146 mm height and a width of 193 mm. Air is the working fluid, driven by a centrifugal blower, passed by a settling chamber and a set of honeycombs and screens, which have the objective of uniformizing the flow and reducing turbulence intensity to about 2%, before reaching the section where the measurements are performed.

Measurements of wall pressure distribution and pressure and velocity fluctuations around one of the tubes inside the banks were performed for different incidence angles, using hot wire anemometry technique and a pressure transducer. The experimental results are presented in dimensionless form.

The mean pressure distribution on one channel side wall, with the presence of the tube bank, shows that isobaric lines are not parallel to tube axes, indicating that the pressure gradient is neither perpendicular to the tubes, nor parallel to main flow direction. RMS values of pressure fluctuations indicate a more uniform distribution of dynamic loads around the tubes of the banks with inclinations of 30° and 90° . Analysis of the results of pressure fluctuations spectra shows that as the flow incidence angle increases, peaks appear for smaller and smaller dimensionless frequencies. Behavior of velocity fluctuations spectra shows a soft decay of the curves when the flow incidence angle increases. Cross-correlations between velocity and pressure fluctuations indicate that when the flow incidence angle decreases, important three-dimensional effects appear. These effects characterized by the oscillations in cross correlations for the incidence angle of 45° seem to vanish as the incidence angle is continued to be reduced.

AGRADECIMENTOS

Aos professores Dr. Sergio V. Möller e Dr. Luiz Augusto M. Endres pela paciência, dedicação e sabedoria com que me orientaram.

A Maria Luiza Indruziak e Liege Fonseca pelo auxílio e companheirismo no Laboratório de Mecânica dos Fluidos.

Aos bolsistas do Laboratório de Mecânica dos Fluidos, em especial a Cássio Bartz pela ajuda nas montagens e medições.

DEDICAÇÃO

A Ana Paula, esposa e companheira, por compreender minha ausência e compartilhar meus ideais com palavras e gestos de carinho, amor e dedicação.

ÍNDICE

	Página
1. INTRODUÇÃO	1
1.1 Motivação do trabalho	1
1.2 Revisão bibliográfica	3
1.2.1 Características Gerais do Escoamento Através de Bancos de Tubos ...	3
1.2.2 Primeiros Estudos sobre Bancos de Tubos.....	5
1.2.3 Perda de Carga e Transferência de Calor em Bancos de Tubos	6
1.2.4 Principais Fontes de Excitação do Escoamento em Banco de Tubos....	9
1.2.5 Escoamento em Bancos de Tubos Inclinados	12
1.3 Objetivos do Trabalho.....	14
2. FUNDAMENTOS	16
2.1 Equações de Balanço	16
2.1.1 Conservação da Massa	16
2.1.2 Conservação da Quantidade de Movimento	17
2.2 Descrição Estatística da Turbulência	18
2.2.1 Valor Médio	19
2.2.2 Valor Quadrático Médio.....	19
2.2.3 Função Densidade de Probabilidade	19
2.2.4 Autocorrelação	20
2.2.5 Correlação Cruzada	21
2.2.6 Densidade Espectral de Potência	21
3. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL	23
3.1 Descrição da Bancada de Testes	23
3.2 Instrumentação	26
3.3 Anemometria de Fio Quente	31
3.4 Metodologia de Ensaio	32
3.4.1 Aquisição e Análise dos Dados	34
4. RESULTADOS	36
4.1 Parâmetros de Adimensionalização dos Resultados	36
4.2 Campo de Pressão na Parede Lateral do Canal.....	38

4.3	Distribuição de Pressão na Parede ao Redor do Tubo Instrumentado	44
4.4	Médias Quadráticas (RMS) das Flutuações de Pressão	45
4.5	Densidades Auto-espectrais das Flutuações de Pressão	49
4.5.1	Ajuste de Curvas aos Diagramas de Densidades Auto-espectrais das Flutuações de Pressão	55
4.6	Densidades Auto-espectrais das Flutuações de Velocidade	59
4.7	Correlações Cruzadas entre Flutuações de Velocidade e Flutuações de Pressão	62
5.	CONCLUSÕES	65
5.1	Recomendações para Trabalhos Futuros	66
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	67
	APÊNDICE	73
A1	Determinação da Velocidade a partir da Calibração das Sondas de Anemometria.....	73
A2	Correção dos Valores Medidos	75
A3	Análise de Erros	76
A4	Principais Características e Resultados Numéricos	79
A5	Publicação Realizada Durante o Trabalho de Tese	81

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolo	Denominação	Unidades [SI]
B	Largura da banda de resolução espectral	Hz
C_{xx}	Coefficiente de autocorrelação	
C_{xy}	Coefficiente de correlação cruzada	
D	Diâmetro	m
\bar{E}	Tensão instantânea	mV
E_0	Tensão a velocidade zero	mV
E_{oc}	Tensão corrigida a velocidade zero	mV
E_M	Tensão medida	mV
Eu	Número de Euler $\left[Eu = \frac{\Delta p}{\rho \cdot U^2} \right]$	
f	Frequência	Hz
f_i	Forças de campo nas direções ortogonais	N
G_b, G_n	Constantes de calibração	
k/D	Rugosidade relativa	
p	Pressão normal	Pa
p(x)	Função densidade de probabilidade	$[x(t)]^{-1}$
P/D	Razão de espaçamento, espaçamento relativo	
P	Passo (distância entre os centros das seções transversais de dois tubos)	m
P_1	Passo longitudinal (na direção do escoamento principal)	m
P_t	Passo transversal (perpendicular ao escoamento principal)	m
Re	Número de Reynolds $\left[Re = \frac{\rho \cdot U \cdot D}{\mu} \right]$	
RMS	Média quadrática de x	[x]
R_{xx}	Função de autocorrelação	
R_{xy}	Função de correlação cruzada	
S	Número de Strouhal $\left[S = f \cdot D / U \right]$	
t	Tempo	s
T	Temperatura	K
T_M	Temperatura durante a medição	K

T_C	Temperatura de calibração	K
$u_{i,j,k}$	Velocidades nas direções ortogonais i, j, k	m/s
$u'_{i,j,k}$	Flutuação de velocidade nas direções i, j, k	m/s
\bar{U}	Velocidade axial média temporal do escoamento	m/s
U_o	Velocidade do escoamento de aproximação ao banco de tubos	m/s
U_{med}	Velocidade medida na fenda estreita entre tubos	m/s
U_{ref}	Velocidade de referência	m/s
U_{per}	Velocidade de percolação	m/s
U_{cal}	Velocidade calculada na fenda estreita entre tubos	m/s
$x_{i,j,k}$	Coordenadas espaciais	m

Símbolos Gregos

α	Posição angular da tomada de pressão	graus
δ	Ângulo de incidência	graus
Δp	Queda de pressão	Pa
ε	Porosidade (relação entre área ocupada pelos tubos e a área total de passagem do escoamento)	
θ	Tempo adequado de observação	s
μ	Viscosidade dinâmica	Pa.s
μ_x	Valor médio da variável x	[x]
ν	Viscosidade Cinemática	m ² /s
ρ	Massa específica	kg/m ³
σ_x^2	Variança da variável x	
τ	Defasagem no tempo	s
φ	Ângulo de ataque	graus
Φ_{pp}	Densidade auto-espectral da pressão	Pa ² .s
Φ_{vv}	Densidade auto-espectral da velocidade	(m/s) ² /Hz
Φ_{xy}	Densidade auto-espectral cruzada	[x(t),y(t)] ² .s
ψ_x^2	Valor quadrático médio de x	[x ²]

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura	Legenda	Página
1.1	Esquema de um trocador de calor do tipo casco e tubos. (Figura extraída Incropera Dewit, 1992).....	2
1.2	Três tipos diferentes de defletores usualmente utilizados em trocadores de calor do tipo casco e tubos (Figura extraída de Kreith, 1977).....	2
1.3	Visualização do ângulo de incidência para: (a) banco de tubos perpendicular ao escoamento, (b) banco de tubos inclinado	4
1.4	Características geométricas dos bancos de tubos para os arranjos quadrangular e triangular	4
1.7	Posição do vetor velocidade em relação ao gradiente de pressão em função do ângulo de incidência do escoamento (δ). (Fígura adaptada de Böttgenbach, 1977).	13
3.1	Representação da Vista Lateral da Bancada de Testes.....	23
3.2	Fotografia da bancada de testes montada com o banco de tubos com inclinação de 30° .	24
3.3	Representação esquemática em planta e em vista lateral dos bancos de tubos instalados no canal (a) inclinação de 30°, (b) inclinação de 45°, (c) inclinação de 60° e (d) inclinação de 90°. (Cotas em [mm]).....	25
3.4	(a) Vista da bancada de testes com o banco de tubos com inclinação de 60°, (b) detalhe mostrando o sensor de temperatura e o tubo de Pitot. Escoamento da esquerda para a direita.....	26
3.5	Tubo instrumentado (inclinação 60°)	27
3.6	(a) Esquema de montagem do transdutor de pressão no interior da parte móvel utilizada para a realização das medições. (b) Transdutor de pressão. (ENDEVCO, 1981).....	28
3.7	Montagem do sistema de movimentação do tubo instrumentado (parte móvel)	28
3.8	Representação esquemática dos equipamentos utilizados para medições de pressão com o manômetro eletrônico.....	29
3.9	(a) Detalhe da sonda de anemometria de fio quente (b) Fotografia da sonda de anemometria de fio quente.....	30
3.10	Representação esquemática dos equipamentos utilizados para medições com a sonda de anemometria fio quente e o transdutor de pressão.....	30
3.11	Fotografias dos equipamentos utilizados	31

3.12	Circuito de medição em anemometria de fio quente (DANTEC, 1992).....	31
3.13	Esquema do posicionamento do transdutor de pressão e da sonda de anemometria no interior do banco de 90°	32
3.14	Vista superior e lateral da bancada de testes mostrando o posicionador da sonda de anemometria de fio quente destacando o tubo instrumentado com o transdutor de pressão montados no banco de tubos de 90°. Escoamento é da direita para a esquerda.....	33
3.15	Fotografia da bancada de testes mostrando o posicionador da sonda de anemometria de fio quente no banco de tubos com inclinação de 30°. Escoamento é da direita para a esquerda.....	33
3.16	Fluxo de trabalho para a análise dos dados medidos.	35
4.1	Representação esquemática do banco de tubos de 90° mostrando as áreas utilizadas para obtenção da velocidade de percolação (U_{per}) e da velocidade calculada na fenda (U_{cal}).vista em planta, (b) vista frontal.....	38
4.2	Representação esquemática da parede lateral com a localização dos pontos de medição e dos tubos (em azul) para os quatro bancos de tubos em análise.....	39
4.3	Distribuição de pressão na forma do número de Euler sobre a parede lateral do canal para o banco de tubos com inclinação de 30°. As linhas azuis representam a posição dos tubos. O escoamento é da direita para a esquerda.....	40
4.4	Distribuição de pressão na forma do número de Euler sobre a parede lateral do canal para o banco de tubos com inclinação de 45°. As linhas azuis representam a posição dos tubos. O escoamento é da direita para a esquerda.....	41
4.5	Distribuição de pressão na forma do número de Euler sobre a parede lateral do canal para o banco de tubos com inclinação de 60°. As linhas azuis representam a posição dos tubos. O escoamento é da direita para a esquerda.....	42
4.6	Distribuição de pressão na forma do número de Euler sobre a parede lateral do canal para o banco de tubos com inclinação de 90°. As linhas azuis representam a posição dos tubos. O escoamento é da direita para a esquerda.....	43
4.7	Distribuição de pressão ao redor do tubo instrumentado, para bancos com diferentes ângulos em relação ao escoamento principal (linhas apenas para visualização)	44
4.8	Médias quadráticas das flutuações de pressão para bancos com diferentes ângulos em relação ao escoamento principal, adimensionalizadas com U_{med} (linhas apenas para visualização)	45

4.9	Médias quadráticas das flutuações de pressão para bancos com diferentes ângulos em relação ao escoamento principal, adimensionalizadas com U_{ref} (linhas apenas para visualização)	46
4.10	Médias quadráticas das flutuações de pressão para bancos com diferentes ângulos em relação ao escoamento principal, adimensionalizadas com U_{per} (linhas apenas para visualização)	47
4.11	Médias quadráticas das flutuações de pressão para bancos com diferentes ângulos em relação ao escoamento principal, adimensionalizadas com U_{cal} (linhas apenas para visualização)	48
4.12	Densidades auto-espectrais das flutuações de pressão em diversas posições sobre o contorno do tubo instrumentado no interior do banco de tubos com inclinação de 90°	50
4.13	Densidades auto-espectrais das flutuações de pressão em diversas posições sobre o contorno do tubo instrumentado no interior do banco de tubos com inclinação de 60°	50
4.14	Densidades auto-espectrais das flutuações de pressão em diversas posições sobre o contorno do tubo instrumentado no interior do banco de tubos com inclinação de 45°	51
4.15	Densidades auto-espectrais das flutuações de pressão em diversas posições sobre o contorno do tubo instrumentado no interior do banco de tubos com inclinação de 30°	51
4.16	Densidades auto-espectrais das flutuações de pressão na parede dos tubos com a tomada de pressão a 90° , adimensionalizadas com U_{med}	53
4.17	Densidades auto-espectrais das flutuações de pressão na parede dos tubos com a tomada de pressão a 90° , adimensionalizadas com U_{ref}	53
4.18	Densidades auto-espectrais das flutuações de pressão na parede dos tubos com a tomada a de pressão a 90° , adimensionalizadas com U_{per}	54
4.19	Densidades auto-espectrais das flutuações de pressão na parede dos tubos com a tomada a de pressão a 90° , adimensionalizadas com U_{cal}	54
4.20	Variação do expoente b (em $\phi_{pp_{a\ dim.}} = a \cdot f_{adm.}^b$) em função da inclinação do banco de tubos adimensionalizado com U_{med} para a faixa de frequência adimensional de 0,03 a 1,3	56

4.21	Traçado dos ajustes $\phi_{pp_{a\ dim.}} = a \cdot f_{adm.}^b$ (linhas cheias) sobre os diagramas dos espectros calculados, adimensionalizados com U_{med}	57
4.22	Traçado dos ajustes $\phi_{pp_{a\ dim.}} = a \cdot f_{adm.}^b$ (linhas cheias) sobre os diagramas dos espectros calculados, adimensionalizados com U_{ref}	57
4.23	Traçado dos ajustes $\phi_{pp_{a\ dim.}} = a \cdot f_{adm.}^b$ (linhas cheias) sobre os diagramas dos espectros calculados, adimensionalizados com U_{per}	58
4.24	Traçado dos ajustes $\phi_{pp_{a\ dim.}} = a \cdot f_{adm.}^b$ (linhas cheias) sobre os diagramas dos espectros calculados, adimensionalizados U_{cal}	58
4.25	Espectro de flutuações de velocidade na fenda estreita entre os tubos centrais da terceira linha, para o banco de tubos com inclinação de 30°, adimensionalizado com U_{med}	60
4.26	Espectro de flutuações de velocidade na fenda estreita entre os tubos centrais da terceira linha, para o banco de tubos com inclinação de 45°, adimensionalizado com U_{med}	60
4.27	Espectro de flutuações de velocidade na fenda estreita entre os tubos centrais da terceira linha, para o banco de tubos com inclinação de 60°, adimensionalizado com U_{med}	61
4.28	Espectro de flutuações de velocidade na fenda estreita entre os tubos centrais da terceira linha, para o banco de tubos com inclinação de 90°, adimensionalizado com U_{med}	61
4.29	Correlação cruzada entre flutuações de velocidade e de pressão medidas simultaneamente na fenda, para o banco de tubos com inclinação de 30°.....	63
4.30	Correlação cruzada entre flutuações de velocidade e de pressão medidas simultaneamente na fenda, para o banco de tubos com inclinação de 45°.....	63
4.31	Correlação cruzada entre flutuações de velocidade e de pressão medidas simultaneamente na fenda, para o banco de tubos com inclinação de 60°.....	64
4.32	Correlação cruzada entre flutuações de velocidade e de pressão medidas simultaneamente na fenda, para o banco de tubos com inclinação de 90°.....	64
A1	Vista esquemática da seção de calibração	73

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela	Legenda	Página
4.1	Parâmetros a e b dos ajustes numéricos ($\phi_{pp_{a_{dim.}}} = a \cdot f_{adm.}^b$) dos espectros de flutuações de pressão para os quatro diferentes bancos de tubos em estudo, em representação logarítmica	56
A1	Incertezas no espaçamento longitudinal e vertical dos bancos de tubos	76
A2	Resultados numéricos da distribuição de pressão na parede ao redor do tubo instrumentado, e parâmetros de adimensionalização referentes ao fluido e ao escoamento, em cada ensaio específico	79
A3	Médias quadráticas (RMS) em Pa, das flutuações de pressão em torno do tubo instrumentado, e parâmetros de adimensionalização referentes ao fluido e ao escoamento, em cada ensaio específico	80

1 INTRODUÇÃO

1.1 Motivação do Trabalho

Bancos de tubos ou de barras são encontrados nas indústrias nucleares e de processos, como no núcleo de reatores nucleares, caldeiras e evaporadores, constituindo-se nos dispositivos mais utilizados em trocadores de calor.

O projeto de um trocador de calor consiste basicamente de três fases: o projeto mecânico, o processo de fabricação e a análise termo-hidráulica. O projeto mecânico envolve considerações sobre as pressões e temperaturas de operação, características corrosivas dos fluidos, expansões térmicas relativas e conseqüentes tensões térmicas, e a análise das vibrações mecânicas induzidas pelo escoamento. O processo de fabricação requer a tradução das características e dimensões físicas em uma unidade que possa ser construída a um baixo custo com desempenho satisfatório. A análise termo-hidráulica destes equipamentos é feita através da solução das equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia.

Tanto na elaboração do projeto mecânico como na análise termo-hidráulica, os objetivos principais são elevar as taxas de transferência de calor e diminuir o tamanho dos equipamentos. O método freqüentemente mais utilizado para alcançar tais objetivos é aumentar a velocidade do fluido externo e diminuir o espaçamento relativo entre os tubos. Porém, esta técnica expõe o equipamento a maiores esforços dinâmicos devidos ao escoamento turbulento no interior do banco. A conseqüência disso são as falhas verificadas em trocadores de calor e seus periféricos (Pettigrew et al., 1997). Logo, informações experimentais sobre o comportamento do fluido no interior do banco de tubos são de extrema relevância para auxiliar no projeto e desenvolvimento destes equipamentos.

Em trocadores de calor do tipo casco e tubos, o fluido externo aos tubos, geralmente entra no trocador pela parte superior e é direcionado, no seu interior, pela presença de chicanas ou defletores, saindo pela parte inferior, como pode ser visualizado na figura 1.1. O escoamento turbulento no interior do trocador de calor não é preponderantemente transversal, sendo os defletores (figura 1.2), responsáveis pela mudança de direção do escoamento e aumento no tempo de troca de calor entre o fluido e as superfícies aquecidas, bem como na alteração dos níveis de turbulência e taxas de transferência de calor.

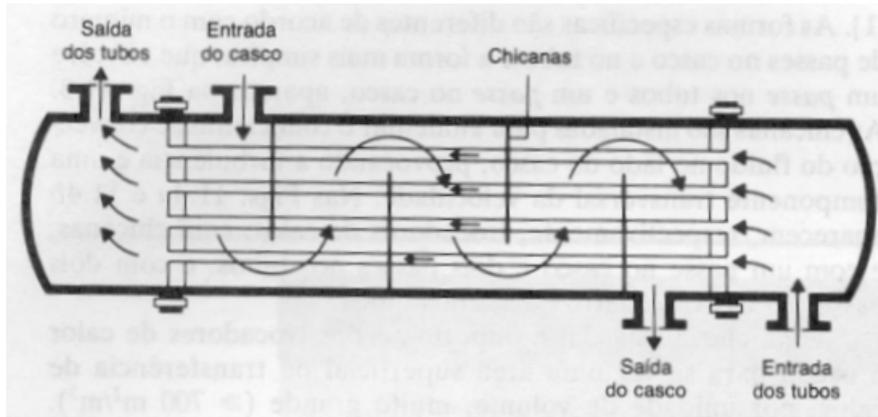


Figura 1.1 – Esquema de um trocador de calor do tipo casco e tubos (Figura extraída Incropera e Dewit, 1992).

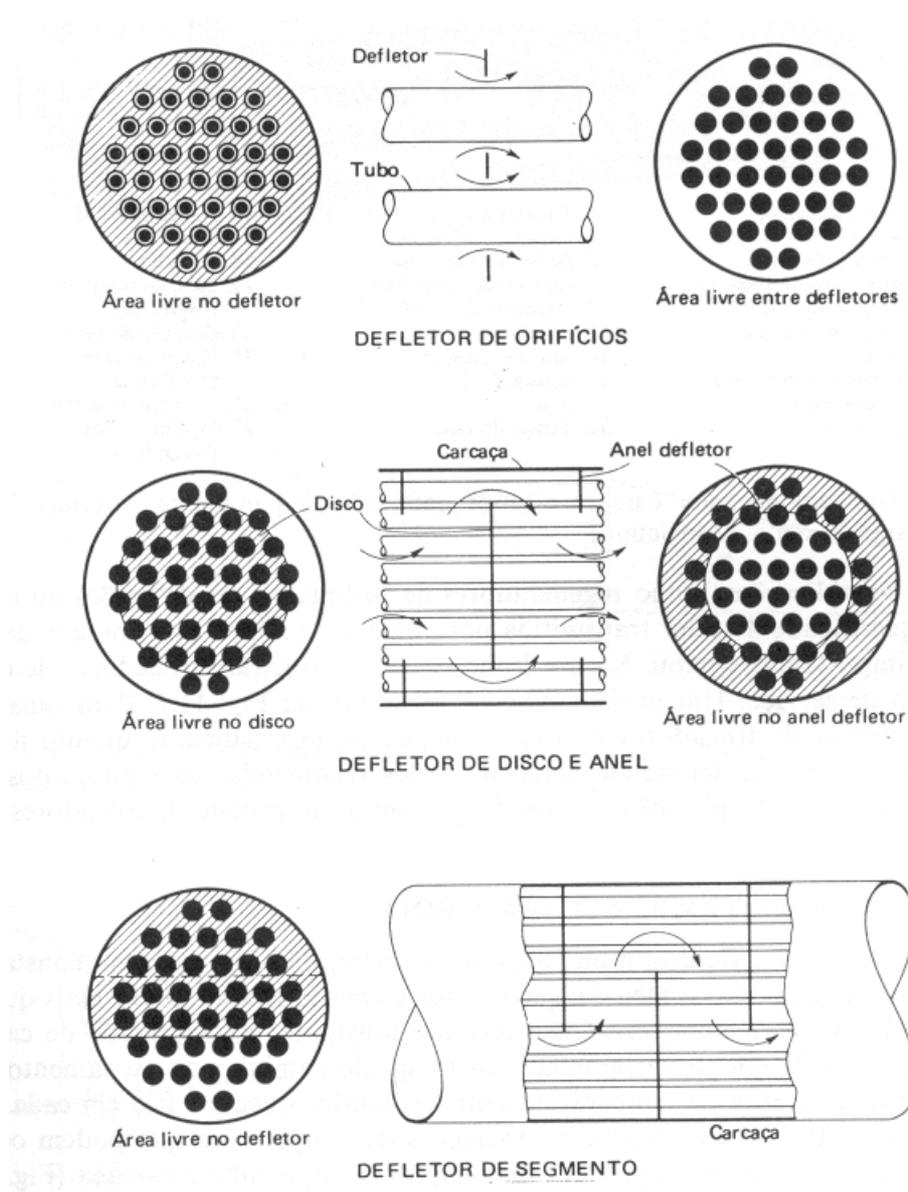


Figura 1.2 –Três tipos diferentes de defletores usualmente utilizados em trocadores de calor do tipo casco e tubos (Figura extraída de Kreith, 1977).

A maioria dos trabalhos experimentais realizados até então em bancos de tubos emprega modelos idealizados, pois o banco está submetido ao escoamento transversal uniforme ao longo de todo o comprimento dos tubos. O escoamento real nos trocadores de calor está distante desta idealização, principalmente por causa dos efeitos de defletores e de condições de entrada e saída do fluido externo. Nestes locais o escoamento é divergente ou convergente diferentemente da condição ideal (Yeung e Weaver, 1983).

Resultados experimentais de flutuações de pressão e velocidade do escoamento turbulento através de um banco de tubos disposto em arranjo quadrangular após a passagem de um defletor foram apresentados por Möller et al., 1999. Em geral, os resultados de pressão e flutuações de pressão na parede em torno de um tubo instrumentado, apresentaram maiores valores do que no escoamento transversal. Apareceram picos adicionais no espectro de flutuações de pressão na parede, não podendo ser associado a nenhum dos efeitos do escoamento transversal nem dos efeitos produzidos somente pelos defletores. Entretanto, os resultados apresentados não eram conclusivos, levando à necessidade de um estudo experimental do escoamento através de bancos de tubos inclinados e sua correta interpretação.

O objetivo deste trabalho é, portanto, apresentar um estudo experimental das flutuações de velocidade e de pressão e sua interdependência, do escoamento turbulento incidindo em arranjos de cilindros inclinados, com diferentes ângulos de incidência (30°, 45°, 60° e 90°), simulando bancos de tubos inclinados dispostos em arranjo quadrangular e com razão de espaçamento (P/D) de 1,26.

1.2 Revisão Bibliográfica

1.2.1 Características Gerais do Escoamento Através de Bancos de Tubos

O escoamento através de bancos de tubos se encontra em um grande número de aplicações industriais, em equipamentos destinados à transferência de calor, tais como trocadores de calor, evaporadores e geradores de calor. Normalmente considera-se o escoamento incidindo transversalmente sobre os tubos, mas em algumas situações como as ocorridas na entrada e saída de trocadores de calor ou em bancos de tubos inclinados, o ângulo de incidência (δ) do escoamento sobre os tubos é diferente de 90 graus (figuras 1.1, 1.2 e 1.3-b). Conforme Böttgenbach, 1977, dá-se preferência ao escoamento transversal ou oblíquo ao banco de tubos devido às melhores condições de transmissão de calor que estes oferecem.

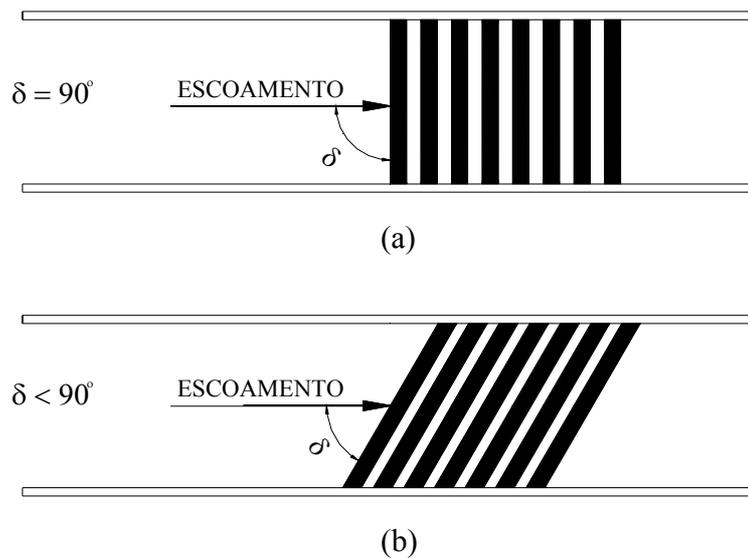


Figura 1.3 – Visualização do ângulo de incidência para (a) banco de tubos perpendicular ao escoamento, (b) banco de tubos inclinado.

Com relação à distribuição espacial dos tubos no interior do banco, as duas formas de arranjos mais encontradas, em aplicações práticas, são os arranjos quadrangulares e triangulares (figura 1.4), sendo estes caracterizados pelas razões de espaçamento transversal (P_t/D) e longitudinal (P_l/D), onde P_t e P_l são respectivamente as distâncias entre os centros dos tubos nas direções transversal e longitudinal e D é o diâmetro dos tubos. Os tubos são geralmente arranjados em linhas, sendo as linhas paralelas ao escoamento denominadas de longitudinais e as perpendiculares de transversais.

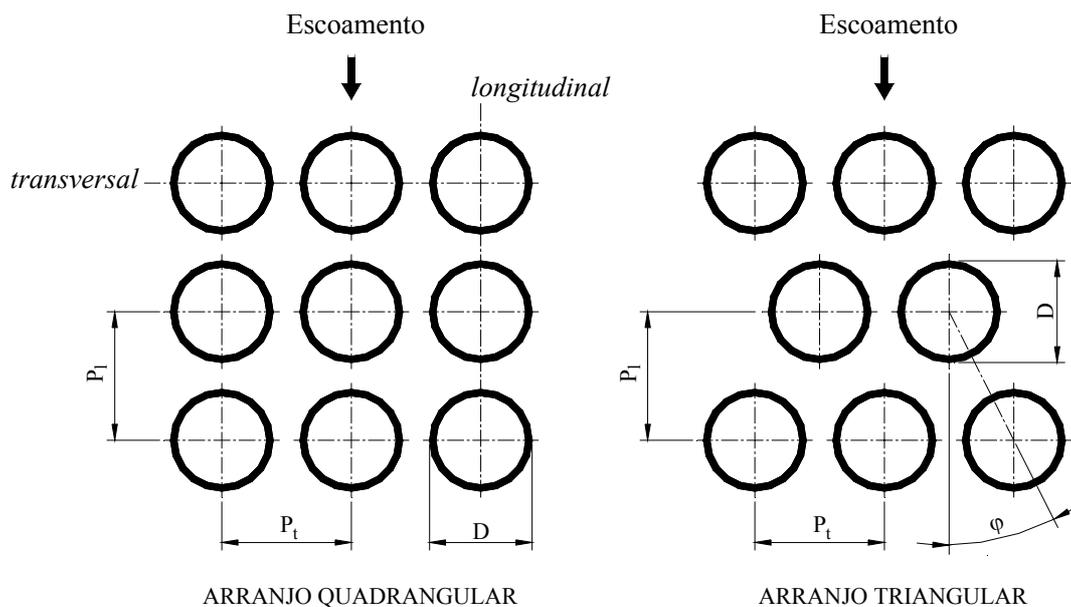


Figura 1.4 – Características geométricas dos bancos de tubos para os arranjos quadrangular e triangular.

Com relação ao tipo de escoamento, Žukauskas, 1972, compara o escoamento através de arranjos triangulares ao verificado em um canal curvo com seções transversais periodicamente convergentes e divergentes, e o escoamento através de arranjos quadrangulares a canais retilíneos. No primeiro caso, a distribuição de velocidades pode ser considerada como semelhante nas diferentes linhas do banco, enquanto que, no segundo caso, a distribuição de velocidades nas fendas estreitas é determinada, principalmente, pela razão de espaçamento entre os tubos (P/D). As características do escoamento em banco de tubos dispostos em arranjos quadrangulares e triangulares foram analisados por Nishimura et al., 1993. Através de técnicas de visualização do escoamento, os autores mostraram que a transição do escoamento do regime laminar para o turbulento ocorre primeiramente no arranjo triangular. Já Weaver e Abd-Rabbo, 1985, também utilizando de técnicas de visualização do escoamento, mostraram para um arranjo quadrangular que o desenvolvimento do escoamento não é dado somente em função do número de Reynolds, mas também em função do número de linhas.

1.2.2 Primeiros Estudos sobre Banco de Tubos

Grimison, 1937, foi o primeiro a publicar um resumo de diversos resultados experimentais de transferência de calor e perda de carga em trocadores de calor com diversas razões de espaçamento transversal e longitudinal, na forma de diagramas. Esses diagramas cobriam uma faixa de número de Reynolds de 2×10^3 até 4×10^4 e foram utilizados por muitos anos como base de cálculo para o projeto de trocadores de calor.

Wiemer, 1937, realizou estudos em modelos de trocadores de calor, sendo o primeiro a utilizar técnicas de visualização da trajetória do escoamento para determinação da perda de carga. Foi, também, o primeiro a publicar resultados sobre o escoamento com diferentes ângulos de incidência.

Favre, em 1946, apresentou um dispositivo desenvolvido em 1942 para correlacionar as grandezas flutuantes do escoamento turbulento, permitindo com isso, medições destas grandezas. Este fato é apresentado em Willmarth, 1975 que cita trabalho de sua autoria, publicado em 1956, como contendo as primeiras medições de flutuação de pressão em camada limite turbulenta, em túnel de vento, porém, com emprego de transdutores de

pressão com dimensões excessivamente grandes em comparação com as escalas da turbulência existente.

Achenbach, 1969, afirma ser o primeiro a determinar as distribuições de pressão e a tensão de cisalhamento na parede em torno de um tubo instrumentado no interior de um modelo de trocador de calor. Arie et al., 1983, afirmam ser, juntamente com Igarashi, 1980, os pioneiros na medição de flutuações de pressão.

Païdoussis, 1982, apresenta uma revisão abrangente até o final dos anos 70, de duas classes de problemas de vibração devido a escoamento transversal ou axial encontrados em reatores e periféricos. O autor salienta que, no início da pesquisa organizada desta área, o desprendimento de vórtices na esteira dos tubos dos trocadores de calor era a principal, se não a única, fonte de excitação para a vibração dos tubos. A preocupação dos investigadores, então, era a determinação de frequências, na forma do número de Strouhal, com possibilidade de apresentarem problemas, para várias geometrias dos arranjos, com o objetivo de fornecer subsídios aos projetistas.

1.2.3 Perda de Carga e Transferência de Calor em Bancos de Tubos

Embora o estudo detalhado destes processos não seja ênfase do presente trabalho, alguns itens são aqui abordados com o objetivo de fornecer uma visão global de como estes fenômenos estão relacionados.

PERDA DE CARGA

A perda de carga é apresentada por Zukauskas, 1972, como uma das principais características de um banco de tubos, quantificada pela queda total de pressão do escoamento através do banco de tubos. Esta queda de pressão, por sua vez, é influenciada pela velocidade do escoamento, disposição dos tubos, número de linhas e propriedades físicas do fluido. Para um número pequeno de linhas, as condições de entrada e saída do arranjo são mais importantes na perda de carga total do que no caso de bancos com maior número de linhas. No interior de bancos de tubos, o escoamento em torno de um tubo, é fortemente influenciado pelos tubos vizinhos. O gradiente de pressão, por exemplo, após a fenda estreita entre tubos de uma linha transversal, sofre alterações significativas causando variação na distribuição de velocidade a jusante desta posição.

Achenbach, 1969, realizou estudos em um modelo de trocador de calor com arranjo triangular composto de três linhas de tubos e cinco colunas, com razão de espaçamento

transversal (P_t/D) igual a 2 e razão de espaçamento longitudinal (P_l/D) igual a 1,4, na faixa de números de Reynolds entre 10^5 e 10^7 . Com relação à perda de carga o efeito de entrada é restrito à primeira linha, já a tensão de cisalhamento apresenta mudanças consideráveis até a terceira linha. Os valores de perda de carga ao longo do banco de tubos decrescem com o aumento do número de Reynolds até 4×10^4 , onde começam a aumentar novamente. Para rugosidades relativas (k/D) maiores o fenômeno descrito se verifica de forma mais intensa.

O coeficiente de perda de carga para condições de rugosidade variáveis da superfície é estudado por Achenbach, 1971, para o escoamento através de bancos de tubos em linha e números de Reynolds entre 4×10^4 e 10^7 . Seus resultados mostram que o coeficiente de perda de carga para superfícies rugosas é menor do que para superfícies lisas. Para números de Reynolds menores que 10^5 o efeito da rugosidade mostra-se desprezível.

Silva, 1993, apresentou um estudo experimental dos fenômenos da perda de carga em banco de tubos com arranjos triangulares e quadrangulares para três diferentes razões de espaçamento submetidos ao escoamento transversal turbulento. Os resultados são apresentados na forma de curvas isobáricas e mostram que, para qualquer arranjo, a concentração das curvas isobáricas é encontrada na região das fendas entre os tubos, verificando ainda que o fenômeno comporta-se diferentemente para cada razão de espaçamento e arranjo.

TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Com relação à transferência de calor no interior do banco, Žukauskas, 1972, estabelece os principais fatores como sendo: a velocidade do escoamento, propriedades físicas do fluido, intensidade e direção do fluxo de calor e geometria do arranjo. O autor também mostra que, com relação ao coeficiente de transferência de calor local, verifica-se uma distribuição com o mesmo padrão de variação da velocidade reduzindo estas variações na medida em que a razão de espaçamento é reduzida. Segundo Möller, 1982, este padrão torna-se quase uniforme para arranjos com razão de espaçamento menores. A transferência de calor é também influenciada pela presença da subcamada viscosa adjacente à superfície sólida dos tubos, onde o calor é transferido principalmente por condução. Os vórtices da região turbulenta, eventualmente penetram na subcamada viscosa induzindo uma rápida mistura entre os fluidos destas camadas. Sendo assim, uma forma eficiente de elevar a taxa de transferência de calor é através da redução da subcamada viscosa combinado com o aumento na intensidade da turbulência do escoamento principal.

Knudsen e Katz, 1958, já chamavam a atenção para a presença de vórtices no escoamento turbulento como associado a grandes perdas de energia do movimento. Qualquer promoção de turbulência requer maior consumo de energia para manter o fluido escoando e, como um dos pontos críticos do equipamento de transferência de calor é o investimento a ser feito durante a operação, não se pode deixar de comparar os custos de bombeamento extra com a economia obtida na transferência de calor. Logo, a busca do equilíbrio entre o aumento da turbulência e redução na perda de energia do equipamento é fundamental, pois todo o esforço incapaz de afetar a subcamada limite apenas contribui para a perda de energia e desperdício de recursos.

Estudos de transferência de calor total e local foram realizados por Achenbach, 1975, para um cilindro com superfície lisa submetido a escoamento transversal para uma faixa de números de Reynolds de $3 \cdot 10^4$ a $4 \cdot 10^6$. Foi mantido constante o nível de turbulência e a rugosidade da superfície, para que somente o efeito da mudança do número de Reynolds influenciasse na transição da camada limite de laminar para turbulenta. Os testes foram realizados em dois túneis de vento com as mesmas características dimensionais, mas com diferentes números de Reynolds de forma que toda a faixa de número de Reynolds em estudo fosse coberta. Na faixa de números de Reynolds investigada o escoamento passava por quatro estágios: subcrítico ($Re=10^5$), crítico ($Re=4 \cdot 10^5$), supercrítico ($Re=1,27 \cdot 10^6$) e o regime de transição ($Re=4 \cdot 10^6$). Foram construídos diagramas para cada um destes estágios relacionando o escoamento com a transferência de calor. Os efeitos da camada limite na transferência de calor foram analisados em conjunto com a pressão estática local e a tensão de cisalhamento na parede.

O efeito que a rugosidade superficial exercia sobre a transferência de calor foi investigado por Achenbach, 1977. Foram medidas a distribuição de pressão em conjunto com a transferência de calor local e total, em função do número de Reynolds, para três diferentes rugosidades superficiais. Verificou-se que com o aumento da rugosidade superficial a transição da camada limite de laminar para turbulenta, em um mesmo ponto, ocorre para números de Reynolds menores.

As condições de entrada do escoamento no banco de tubos, em relação à transferência de calor, foram investigadas por Achenbach, 1991, para a faixa de números de Reynolds de $5 \cdot 10^4$ a $6 \cdot 10^6$. Seus resultados mostram que a primeira linha de tubos apresenta de 40 a 60% de rendimento comparado com o valor médio. Isto se deve ao fato da camada limite ser laminar na parte frontal dos tubos, enquanto que no interior do banco prevalece a camada limite turbulenta.

Conforme Pettigrew et al., 1997, a tentativa de aumentar as taxas de transferência de calor, através do aumento da velocidade do fluido pode induzir vibrações, que são apontadas como uma das principais causas de falhas nos componentes de trocadores de calor. Neste sentido Lin e Lee, 1997, apresentam uma metodologia que tem influenciado, o projeto de sistemas de

transferência de calor, minimizando a taxa de geração de entropia do conjunto, ao invés do método mais comum que visa, simplesmente, o aumento das taxas de transferência de calor por aumento da velocidade do fluido refrigerante, com conseqüente aumento da perda de carga através do banco de tubos.

1.2.4 Principais Fontes de Excitação do escoamento em Bancos de Tubos

A integridade dos equipamentos de transferência de calor e periféricos é decorrente da íntima relação existente entre o escoamento de fluidos em torno dos tubos e as vibrações por ele induzidas. Grover e Weaver, 1978-a, após analisarem diversos artigos publicados, identificaram e definiram as quatro principais fontes de excitação do escoamento transversal, como sendo:

- (a) Desprendimento de vórtices (*vortex shedding*), encontrado quando a frequência de desprendimento de vórtices no interior do banco de tubos aproxima-se da frequência de vibração natural dos tubos. Esta frequência de desprendimento ocorre para valores constantes do número de Strouhal (S) o qual é dado em função da geometria do arranjo e da velocidade do fluido.
- (b) Martelamento turbulento (*turbulent buffeting*), ocasionado devido às flutuações de pressão no escoamento turbulento agindo diretamente sobre os contornos dos tubos e canal, que pode induzir os tubos à vibração acima da faixa aceitável, especialmente no caso em que a energia da turbulência concentrar-se próximo à frequência natural de vibração dos tubos.
- (c) Instabilidade fluido elástica (*fluid elastic instability*) pode ocorrer quando a velocidade do escoamento exceder um determinado valor crítico e o movimento vibratório dos tubos na sua frequência natural acoplada com a frequência do escoamento, passa a receber energia do escoamento atingindo um padrão de vibração que não pode ser amortecido pelo próprio sistema.
- (d) Ressonância acústica (*acoustic resonance*) ocorre quando a frequência de alguma fonte de ruído no interior do banco é amplificada em alguma cavidade do trocador. Este ruído amplificado pode provocar vibrações se houver coincidência com a frequência natural de algum elemento estrutural do sistema.

Nesse trabalho os autores analisaram o fenômeno de desprendimento de vórtices e seus efeitos em um banco de tubos composto por 27 linhas e 5 colunas dispostos em arranjo triangular. Foi observado o desprendimento de vórtices para o número de Strouhal de, aproximadamente, 0,83 nas primeiras 15 linhas para um número de Reynolds de aproximadamente 1200. O número de linhas no qual este fenômeno ocorre parece diminuir com o aumento do número de Reynolds. Os

autores afirmam que, quando o efeito principal de excitação for o desprendimento de vórtices, apenas cinco linhas de tubos são suficientes para modelação de bancos.

Em outro artigo, Grover e Weaver, 1978-b, analisaram os efeitos do martelamento turbulento e da instabilidade fluido elástica. O espectro de turbulência apresentou um pico que aparentemente coincide com o número de Strouhal de 0,21. A intensidade deste pico pode ser dependente da geometria do arranjo e em alguns casos pode ser responsável pela ressonância acústica no banco de tubos. Contudo, não foram observadas vibrações excessivas, mesmo quando este pico coincidiu com a frequência natural dos tubos. Para altas velocidades a instabilidade fluido elástica ocasionou grandes amplitudes de vibração dos tubos na sua frequência natural. A vibração dos tubos foi observada predominantemente na direção transversal com uma amplitude modulada, mas sem forma e periodicidade definida.

O trabalho realizado por Fitzpatrick e Donaldson, 1980 apresenta uma investigação experimental da influência que o número de linhas tem no desprendimento de vórtices, martelamento turbulento e ressonância acústica. Os experimentos foram realizados em uma seção de testes com arranjo quadrangular composta de 2, 3, 5, 7 e 10 linhas de tubos com razão de espaçamento longitudinal e transversal de 1,97 e 1,75 respectivamente. Seus resultados mostraram que o número de Strouhal 0,23 associado com a ação de vórtices na frente do banco é a fonte primária da ressonância acústica para bancos com três ou mais linhas e afirmam ser necessárias 10 linhas de tubos para modelar a ação de desprendimento de vórtices, martelamento turbulento e ressonância acústica.

Weaver e El Kashlan, 1981, encontraram que o número mínimo de linhas de tubos necessários para o estudo da instabilidade fluido elástica em banco de tubos era de seis linhas, pelo menos, para arranjos triangulares paralelos com razão de espaçamento $P/D=1,375$ tendo o ar como fluido de trabalho. Nesta mesma linha de estudo, Yeung e Weaver, 1984, analisaram o efeito que a massa dos tubos tinha no escoamento, verificando que para qualquer ângulo de ataque do escoamento na faixa entre 0° e 30° , a velocidade crítica para a instabilidade fluido elástica é muito similar, o que permite concluir que ela independe da massa do tubo.

Fitzpatrick et al., 1988, realizaram um estudo experimental no qual o espectro de frequência da turbulência foi medido em três modelos de bancos de tubos dispostos em arranjo quadrangular. A análise da resposta à vibração forçada de tubos em bancos de tubos de trocadores de calor é baseada na premissa de que as forças sentidas pelos tubos, devido às flutuações aleatórias de pressão nas primeiras linhas do arranjo, são significativamente diferentes daquelas encontradas nas linhas mais internas do arranjo de tubos. A base desta hipótese é que o espectro da turbulência que surge das flutuações de velocidade locais contém picos estreitos na região de entrada, sem picos

significativos no interior do banco. O número de Strouhal associado com picos no espectro da turbulência do escoamento pode ser função não somente da geometria do banco, mas também da localização da medição e do número de Reynolds. Eles descrevem outra possível causa de vibração induzida, verificada apenas em arranjos quadrangulares, por possuírem uma região de passagem preferencial do escoamento (*through flow*). Este processo seria devido à alternância periódica de seções transversais entre tubos vizinhos dos arranjos, ora mais largas ora mais estreitas, na direção do escoamento médio, que provocaria o surgimento de picos de energia em frequências bem definidas.

Zukauskas e Katinas, 1988, realizaram um extenso estudo experimental em bancos de tubos, com diferentes arranjos e razões de espaçamento, sobre a análise das regularidades nas vibrações induzidas pelo escoamento transversal aos tubos. Deste estudo, concluíram que a origem dos efeitos do escoamento transversal sobre os tubos está no martelamento turbulento por flutuações de pressão, desprendimento de vórtices e excitação fluido-elástica e não mencionaram, explicitamente, a ressonância acústica. Para grandes espaçamentos relativos entre os tubos, como $P_t/D > 4$ o desprendimento de vórtices a jusante dos tubos obedece às mesmas características dos tubos isolados. Para as razões de espaçamento transversais $P_t/D < 2$, relataram que o padrão regular de desprendimento de vórtices não apareceu no interior do banco, ficando a indução à vibração dos tubos a cargo das flutuações de pressão turbulentas.

De acordo com Blevis, 1990, a consideração da indução à vibração não tem sido um fator prioritário em projetos de estruturas de bancos de tubos. Diferentemente de bancos de tubos com grandes razões de espaçamento ($P/D > 4$), onde as cargas hidrodinâmicas estão principalmente associadas com o processo de desprendimento de vórtices, o escoamento turbulento em bancos de tubos com pequenas razões de espaçamento é caracterizado por um amplo espectro de energia, sem uma frequência definida.

Oengören e Ziada, 1998, realizaram experimentos em bancos de tubos dispostos em arranjos triangulares, com o objetivo de investigar o fenômeno de desprendimento de vórtices e sua relação com a ocorrência de ressonância acústica e forças dinâmicas induzidas nos tubos. Foram realizadas medições de velocidade, pressão e força, bem com o emprego de técnicas de visualização do escoamento. Três componentes de desprendimento de vórtices foram observadas uma para altas frequências, associada com o desprendimento de vórtices da frente dos tubos, a segunda para baixas frequências, associada ao desprendimento de vórtices da parte posterior dos tubos e uma terceira que é resultante da interação não linear das duas primeiras. A natureza do desprendimento de vórtices e a importância de cada uma das três componentes de frequência dependem da razão de espaçamento, do número de Reynolds, da localização dentro do arranjo e

em alguns casos do número de linhas e do número de tubos em cada linha. Em geral, o fenômeno de ressonância acústica foi encontrado quando a frequência de desprendimento de vórtices se aproximou da frequência natural de ressonância dos tubos. As forças dinâmicas exercidas sobre os tubos estão relacionadas com as características do escoamento desenvolvido, sendo dependentes do número de Reynolds e da razão de espaçamento entre os tubos.

Endres e Möller, 1996, 1997, 2001-a e Endres, 1997, apresentam uma análise experimental das flutuações de velocidade e pressão e sua interdependência, no interior de bancos de tubos submetidos a escoamento transversal, para uma faixa de números de Reynolds de 4×10^4 a 7×10^4 . Os tubos são dispostos em arranjos quadrangulares e triangulares, e são utilizadas quatro diferentes razões de espaçamento ($P/D = 1,05, 1,16, 1,26$ e $1,6$). Os resultados são apresentados na forma adimensional, em médias quadráticas, funções de densidade autoespectral e funções de correlação cruzada. As médias quadráticas das flutuações de pressão indicam uma distribuição mais uniforme das cargas dinâmicas em torno dos tubos na medida em que a razão P/D diminui. O comportamento dos espectros de flutuações de velocidade mostram diferentes decaimentos para os arranjos triangulares e quadrangulares, com valores decrescentes na medida em que a razão P/D é reduzida. A análise dos resultados dos espectros de flutuação de pressão apresenta expoentes de -1 e $-10/3$, sendo a extensão da faixa deste último, maior para as maiores razões P/D . Os coeficientes de correlação cruzada entre as flutuações de pressão e velocidade diminui quando a razão P/D aumenta.

1.2.5 Escoamento em Bancos de Tubos Inclinados

Na maioria das investigações experimentais com bancos de tubos ou feixe de barras, estes equipamentos são submetidos a escoamento turbulento axial ou transversal aos tubos existindo poucos trabalhos sobre o escoamento turbulento incidindo em bancos de tubos inclinados.

Wiemer, 1937, foi um dos primeiros a publicar resultados para o escoamento oblíquo. Seus resultados mostraram que a separação da camada limite após os defletores pode ser responsável por cargas dinâmicas adicionais.

Em sua tese, Böttgenbach, 1977, realizou medições de perda de carga e velocidade em bancos de tubos compostos de 72 barras dispostas em arranjo quadrangular com razão de espaçamento $P/D=1,2$ e porosidade $\varepsilon=0,45$ para diferentes ângulos de incidência do escoamento ($30^\circ, 45^\circ, 60^\circ, 75^\circ$ e 90°). O fluido utilizado para a realização dos testes foi água, sendo que a vazão podia ser controlada por meio de uma válvula de regulagem e um medidor de vazão por indução. O ângulo formado entre o gradiente de pressão e o vetor velocidade foi determinado para os diferentes

bancos, como pode ser visualizado na figura 1.6. O ângulo formado entre o gradiente de pressão e o vetor velocidade para o ângulo de incidência de 30 graus é de, aproximadamente, 52 graus, para o ângulo de incidência de 60 graus este ângulo é de 28 graus. De maneira geral, para ângulos de incidência superiores a 30 graus, quando o ângulo de incidência do escoamento aumenta, o ângulo formado pelo gradiente de pressão e o vetor velocidade diminui.

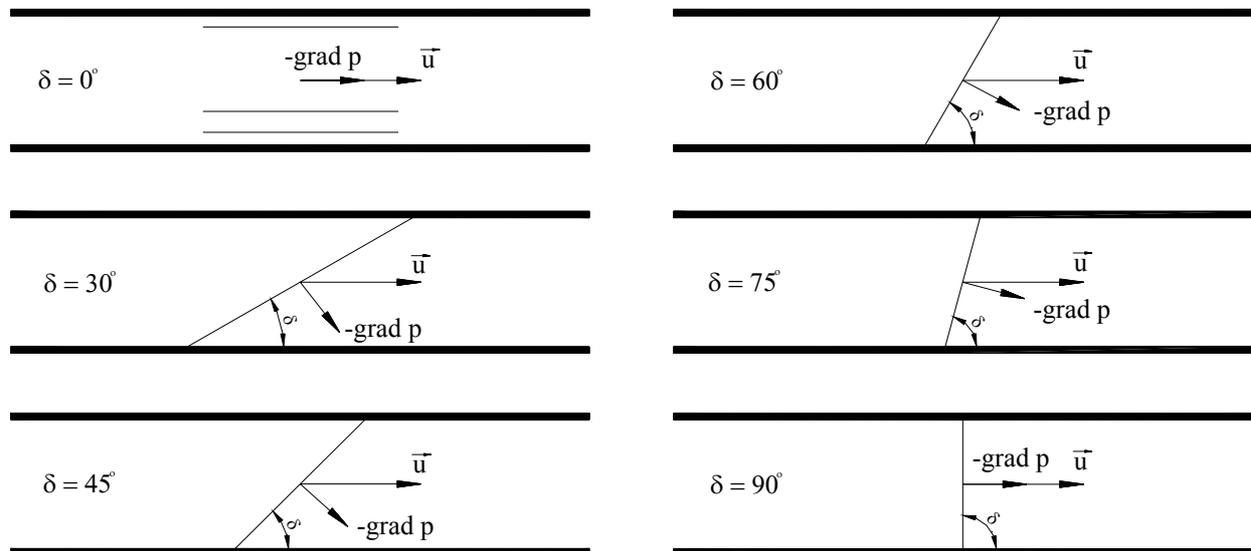


Figura 1.6 – Posição do vetor velocidade em relação ao gradiente de pressão em função do ângulo de incidência do escoamento (δ) (figura adaptada de Böttgenbach, 1977).

Em Žukauskas et al., 1980, o efeito do ângulo existente entre a direção do escoamento principal e a direção dos eixos dos tubos foi avaliado para diferentes ângulos. Seus resultados mostraram que, conforme o ângulo de incidência aumentava, a velocidade crítica para instabilidade fluido-elástica também aumentava, e que os mecanismos de excitação para bancos de tubos inclinados eram idênticos aos de bancos de tubos normais.

Möller e Qassim, 1985, realizaram estudos experimentais em bancos de tubos com diferentes inclinações (45° , 60° e 90°) com os tubos dispostos sem um arranjo definido, mas com uma porosidade $\varepsilon=0,54$, com o objetivo de verificar a relação existente entre a perda de carga e a velocidade. Seus resultados foram comparados com os apresentados por Böttgenbach, 1977. Com relação ao ângulo formado entre o vetor velocidade e o gradiente de pressão, seus resultados concordaram com os obtidos por Böttgenbach, mesmo para números de Reynolds e arranjos diferentes.

Segundo Osakabe, 1987, a perda de carga do escoamento através de bancos de tubos inclinados é muito importante para o entendimento do escoamento bi-dimensional no interior de

reatores nucleares e geradores de calor, visando o desenvolvimento de novos projetos mais compactos de trocadores de calor. A perda de carga do escoamento através de bancos de tubos inclinados foi avaliada para três diferentes ângulos de incidência ($\delta = 0^\circ, 15^\circ$ e 30°), dispostos em arranjo quadrangular com uma relação de espaçamento $P/D=1,34$. Seus resultados mostraram que o coeficiente de perda de carga para o ângulo de incidência $15^\circ < \delta < 30^\circ$ são menores do que para um ângulo de incidência de 90° , e isto se deve ao fato da seção transversal dos tubos ser elíptica quando o escoamento incide sobre o tubo.

Nakagawa et al., 1998, realizaram testes experimentais em um túnel de vento para verificar a oscilação induzida por vórtices em cilindros inclinados submetidos ao escoamento turbulento, para uma faixa de número de Reynolds de 8×10^3 a 2×10^4 . Foram usados quatro modelos com diferentes ângulos $0^\circ, 15^\circ, 30^\circ$ e 45° . A amplitude de oscilação dos cilindros, o coeficiente de sustentação e ângulo de fase das flutuações foram avaliados, verificando-se que as características de resposta de cilindros inclinados não diferem muito das obtidas para cilindros perpendiculares ao escoamento principal.

Em Möller et al., 1999, encontramos um estudo experimental do efeito produzido pela presença de um defletor. O escoamento turbulento era desviado pelo defletor atingindo o banco de tubos com um ângulo de incidência diferente de 90° . Os resultados de pressões e flutuações de pressão medidas em torno da parede de um tubo instrumentado no interior do banco de tubos, apresentaram maiores valores do que no escoamento transversal. Apareceram picos adicionais no espectro de flutuações de pressão na parede, que não puderam ser associados a nenhum dos efeitos do escoamento transversal puro nem aos efeitos produzidos somente pelo defletor. Entretanto, os resultados apresentados não eram conclusivos, sugerindo a necessidade de um estudo experimental do escoamento através de banco de tubos inclinados para sua correta interpretação.

Matsumoto, 1999, apresenta como os coeficientes de arrasto e sustentação variam em função do ângulo de incidência para uma barra retangular. O ângulo de incidência variava de 0 a 90° em relação ao escoamento principal. Seus resultados mostram que, para os ângulos de incidência de 23° e 83° os valores dos coeficientes de arrasto e sustentação são subitamente alterados para esses ângulos. Segundo o autor, este fenômeno pode ser explicado pela mudança na característica do escoamento.

1.3 Objetivos do Trabalho

A proposta deste trabalho é apresentar um estudo experimental das flutuações de pressão e velocidade e sua interdependência, do escoamento turbulento incidindo em arranjos de cilindros inclinados, com diferentes ângulos de incidência (30° , 45° , 60° e 90°), simulando bancos de tubos inclinados dispostos em arranjo quadrangular e com razão de espaçamento de 1,26. A partir destas medições serão determinadas características destes campos com base nas ferramentas apresentadas para análise de processos estocásticos, buscando identificar possíveis relações existentes entre as flutuações de velocidade e pressão no interior do banco de tubos.

Os resultados serão apresentados na forma adimensionalizada, sendo analisado o emprego de diferentes parâmetros de adimensionalização, visando sempre a máxima generalização possível, com o objetivo de contribuir na análise e desenvolvimento do projeto de trocadores de calor.

2 FUNDAMENTOS

2.1 Equações de Balanço

A seguir será feita uma introdução à descrição das equações que governam o escoamento do fluido. Uma análise mais detalhada pode ser encontrada em Hinze (1959) e Tennekes & Lumley (1972).

O estudo dos escoamentos turbulentos é feito normalmente através da solução das equações de conservação de massa e conservação da quantidade de movimento.

2.1.1 Conservação da Massa

Para um sistema de coordenadas cartesianas a equação da conservação da massa ou equação da continuidade, que descreve o movimento de um fluido contínuo e compressível, pode ser escrita na forma:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \cdot u_i) = 0 \quad (2.1)$$

onde

- ρ é a massa específica do fluido,
- u_i velocidade nas direções ortogonais,
- x_i são as coordenadas espaciais, e
- t é o tempo.

O primeiro termo representa a taxa de variação da massa específica enquanto o segundo termo representa o divergente do fluxo de massa.

Considerando as variáveis do escoamento como a soma de um valor médio (\bar{u}_i) e da flutuação (u'_i) em torno deste valor, conforme a hipótese de Reynolds: $u_i = \bar{u}_i + u'_i$. A equação (2.1) pode ser reescrita na forma:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} \rho [(\bar{u}_i + u'_i)] = 0 \quad (2.2)$$

Para o caso de fluidos incompressíveis ($\rho = \text{cte.}$):

$$\frac{\partial}{\partial x_i} [(\bar{u}_i + u'_i)] = 0 \quad (2.3)$$

2.1.2 Conservação da Quantidade de Movimento

As equações de balanço da quantidade de movimento podem ser deduzidas a partir da Segunda Lei de Newton, a qual estabelece que a variação da quantidade de movimento, em uma dada direção é igual ao somatório das forças externas (forças de campo ou forças superficiais) que agem sobre a massa do fluido na mesma direção. As equações de balanço de quantidade de movimento também são conhecidas como equações de Navier-Stokes.

$$\frac{Du_i}{Dt} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \cdot \nabla^2 u_i + f_i \quad (2.4)$$

onde

p é a pressão,

ν é o coeficiente de viscosidade cinemática, e

f_i são as forças de campo nas direções ortogonais.

O primeiro termo representa as forças de inércia; o segundo termo representa as forças de pressão; o terceiro termo representa as forças viscosas e o quarto termo representa as forças de campo. Utilizando a hipótese de Reynolds ($u_i = \bar{u}_i + u'_i$ e $p = \bar{p} + p'$) combinada com a equação da continuidade (2.2), a equação (2.4) pode ser reescrita na seguinte forma:

$$\rho \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\mu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} - \rho \overline{u'_i u'_j} \right) + f_i \quad (2.5)$$

O termo $\overline{\rho u'_i u'_j}$ pode ser interpretado sobre um elemento de fluido, como tensões adicionais às tensões viscosas e às ocasionadas pelas flutuações de pressão, p' . Essas tensões são denominadas de tensões de Reynolds.

As flutuações de velocidade induzirão flutuações de pressão, sendo o campo de pressão resultante descrito pela equação de Poisson, obtida pela divergência da equação de Navier-Stokes combinada com a equação da continuidade (Willmarth, 1975).

$$\nabla^2 p = -\rho \cdot \frac{\partial^2 (u_i u_j)}{\partial x_i \partial x_j} \quad (2.6)$$

Introduzindo na equação (2.6) a hipótese de Reynolds, obtém-se uma equação para a distribuição do campo de pressões flutuantes, na qual, segundo Rotta, 1972, as flutuações de pressão são produzidas pela interação dos gradientes de velocidade média com os gradientes das flutuações de velocidade e as tensões de Reynolds instantâneas e médias.

$$\nabla^2 p' = -2\rho \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \frac{\partial u'_j}{\partial x_i} - \rho \frac{\partial^2 (u'_i u'_j)}{\partial x_i \partial x_j} + \rho \frac{\partial^2 \overline{u'_i u'_j}}{\partial x_i \partial x_j} \quad (2.7)$$

De acordo com Townsend, 1976, a amplitude das flutuações de pressão será influenciada apenas pelas flutuações de velocidade verificadas, a uma distância comparável com o comprimento de onda dessas flutuações. Nos estudos sobre escoamentos turbulentos, a busca da forma e magnitude das flutuações de velocidade e de pressão e sua interdependência é necessária para a compreensão dos fenômenos complexos que ocorrem e para obtenção de leis de similaridade.

2.2 Descrição Estatística da Turbulência

Sendo o escoamento turbulento um processo estocástico ele exige um tratamento estatístico. Segundo Bendat e Piersol, 1986, as propriedades estatísticas básicas para a descrição de registros aleatórios são as seguintes: valores médios, valores quadráticos médios, funções de densidade de probabilidade, funções de auto-correlação, correlação cruzada e funções de densidade espectral.

2.2.1 Valor Médio

O valor médio de um processo aleatório para um tempo t_1 é calculado pelo registro discretizado de valores instantâneos de cada função da amostra no tempo considerado (t_1), somando estes valores e dividindo pelo número de funções, N , contidas na amostragem.

$$\mu_x(t_1) = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \int_{k=0}^N x_k(t) dt \quad (2.8)$$

No caso em que o valor médio definido pela equação (2.8) varia para diferentes tempos t_1 , o processo aleatório é dito não estacionário, caso contrário o processo é dito **estacionário** e o valor médio é uma constante, isto é $\mu_x(t_1) = \mu_x$.

Se num processo estacionário os valores médios possuem a mesma representatividade para todos os outros intervalos de tempos considerados, o processo é dito **ergódico**. Os processos ergódicos aparecem como uma classe importante de dados representativos dos fenômenos físicos, pois é possível avaliar corretamente as propriedades do fenômeno como um todo a partir da análise de uma única amostragem.

2.2.2 Valor Quadrático Médio

O valor médio μ_x e a variância σ_x^2 representam a tendência central e a dispersão de um dado registro de um processo. O valor quadrático médio é igual à variância mais o quadrado da média, constituindo-se na medida da tendência central combinada com a dispersão.

$$\psi_x^2 = \sigma_x^2 + \mu_x^2 = \text{RMS}_x^2 \quad (2.9)$$

onde

RMS (*Root Mean Square*) é a raiz quadrada da média dos quadrados.

2.2.3 Função Densidade de Probabilidade

A função densidade de probabilidade $p(x)$, para um registro aleatório pode ser calculada a partir da probabilidade de que o valor instantâneo para um registro esteja num intervalo definido num dado instante de tempo.

$$p(x) = \lim_{\Delta x \rightarrow 0} \frac{1}{\Delta x} \left[\lim_{t \rightarrow 0} \frac{\Delta t_{x;x+\Delta x}}{t} \right] \quad (2.10)$$

onde

x representa um determinado valor da grandeza analisada,

Δx um intervalo dentro de sua faixa de variação,

$\sum \Delta t_{x;x+\Delta x}$ representa o tempo durante o qual $x(t)$ assumiu os valores entre x e $x + \Delta x$.

A área total sobre a função densidade de probabilidade será igual a unidade, indicando que os valores dados pertencem ao intervalo $[-\infty, +\infty]$. Já a área parcial sob a função densidade de probabilidade indica a probabilidade de qualquer valor dos dados aleatórios obtidos estar dentro deste intervalo.

O valor médio temporal ($\mu_x(t_1)$) e a variância (σ_x^2) podem ser representados em função da função densidade de probabilidade:

$$\mu_x(t_1) = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \int_{k=0}^N x_k(t) dt = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) p(x) dx \quad (2.11)$$

$$\sigma_x^2 = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \int_{k=0}^N (x_k(t) - \mu_x)^2 dt = \int_{-\infty}^{\infty} x(t)^2 p(x) dx \quad (2.12)$$

2.2.4 Autocorrelação

A função de autocorrelação ($R_{xx}(\tau)$) entre valores do processo aleatório para dois diferentes tempos, pode ser calculada pelo produto dos valores instantâneos para dois diferentes instantes de tempo, t e $t+\tau$, onde τ é o tempo de retardo.

$$R_{xx}(\tau) = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \int_0^N x(t) \cdot x(t + \tau) dt \quad (2.13)$$

A função de autocorrelação pode ser adimensionalizada pelos valores quadráticos médios de $x(t)$ e $x(t+\tau)$, sendo denotada por C_{xx} e chamada de coeficiente de autocorrelação. O valor de C_{xx} estará entre -1 e 1. Se, para um dado tempo t , $C_{xx}=1$, as funções são idênticas (correlatas), se $C_{xx}=0$ não há correlação entre as mesmas.

2.2.5 Correlação Cruzada

A função de correlação cruzada ($R_{xy}(\tau)$), para um registro estacionário, compara dois processos aleatórios diferentes $x(t)$ e $y(t)$ ao longo do tempo e da posição.

$$R_{xy}(\tau) = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \int_0^N x(t) \cdot y(t + \tau) dt \quad (2.14)$$

De forma análoga ao coeficiente de autocorrelação C_{xx} , definimos o coeficiente de correlação cruzada C_{xy} .

2.2.6 Densidade Espectral de Potência

A função densidade autoespectral ($\Phi_{xx}(f)$), também chamada de função espectral de potência para um registro estacionário, segundo Bendat e Piersol, 1986, representa a razão de variação do valor quadrático médio de uma dada função $x(t)$ com a frequência (f).

$$\Phi_{xx}(f) = \frac{1}{B \cdot \theta} \int_0^\theta x^2(f, B, t) dt \quad (2.15)$$

onde

θ é um tempo adequado de observação e

B é a largura da banda.

No espaço de Fourier, a função densidade autoespectral ($\Phi_{xx}(f)$) será definida como a transformada de Fourier da função de autocorrelação (R_{xx}), definida pela equação (2.13).

$$\Phi_{xx}(f) = \int_0^T R_{xx}(\tau) e^{-i2\pi f \tau} d\tau \quad (2.16)$$

Esta função apresenta informações equivalentes às obtidas com a função de autocorrelação, no domínio frequência. A representação gráfica desta função, denominada densidade autoespectral ou espectro de potência, descreve a composição geral em frequências dos dados aleatórios analisados, em termos dos seus valores quadrados médios.

A função densidade espectral cruzada será dada por

$$\Phi_{xy}(f) = \int_0^T R_{xy}(\tau) e^{-i2\pi f\tau} d\tau \quad (2.17)$$

3 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

3.1 Descrição da Bancada de Testes

A figura 3.1 apresenta uma representação lateral da bancada de testes utilizada para realização dos experimentos. Ela consiste de um canal horizontal de seção retangular 146x193 mm e comprimento variável em função do banco de tubos utilizado. Esta bancada foi a mesma utilizada nos trabalhos realizados por Silva, 1993 e Endres, 1997.

Através deste canal, ar é impelido por um ventilador centrífugo através uma câmara plena antes de ser direcionado para o canal, passando então por um homogeneizador do tipo grade e um conjunto de colméias e telas de malha fina. Estes dispositivos têm a finalidade de uniformizar o escoamento e reduzir a intensidade de turbulência para a ordem de 2%, antes do ar atingir a seção onde são realizadas as medições. A figura 3.2 apresenta uma fotografia da bancada de testes, mostrando os homogeneizadores e um dos bancos de tubos estudado.

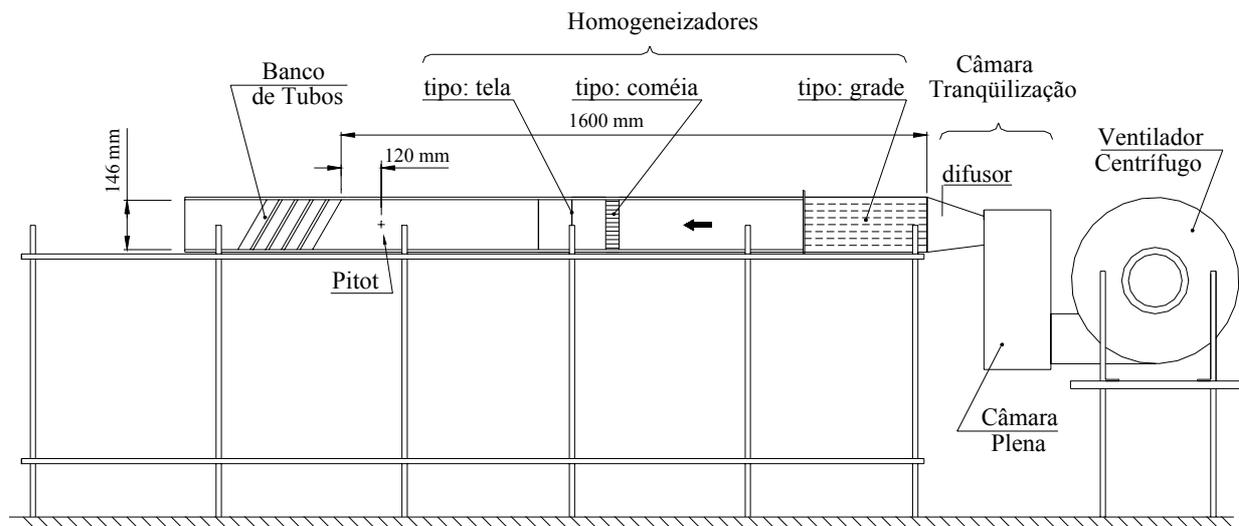


Figura 3.1 – Representação da Vista Lateral da Bancada de Testes.

Os bancos de tubos utilizados são constituídos por 5 linhas e 5 colunas de tubos dispostos em arranjo quadrangular com razão de espaçamento (P/D) igual a 1,26, onde P é a distância entre os centros das seções transversais dos tubos (passo) e D é o diâmetro dos tubos, neste trabalho igual a 32,1 mm.

A escolha da razão de espaçamento $P/D=1,26$ foi baseado em dois fatores:

- Estudos experimentais realizados por Endres, 1997, neste mesmo canal, em bancos de tubos dispostos em arranjo quadrangular e para diferentes razões de espaçamento

($P/D=1,6, 1,26, 1,16, 1,05$) submetidos a escoamento transversal turbulento sugerem o emprego de bancos de tubos com razões de espaçamento reduzidas. No entanto, é provável a ocorrência de incrementos na perda de energia do escoamento principal através do banco de tubos, na utilização de arranjos com espaçamento extremamente pequenos.

□ Esta escolha permite a continuidade dos trabalhos realizados por Silva, 1993, e Endres, 1997.

Foram utilizados quatro bancos de tubos com diferentes inclinações em relação ao escoamento principal, sendo utilizados os seguintes ângulos: 30° , 45° , 60° e 90° . O número de Reynolds para os diferentes bancos estudados foi praticamente o mesmo $Re=1,8 \times 10^4$ (ver tab. A2). A figura 3.3 apresenta uma representação esquemática, em planta e em vista lateral, dos diferentes bancos de tubos.



Figura 3.2 – Fotografia da bancada de testes montada com o banco de tubos com inclinação de 30° .

O posicionamento dos bancos de tubos dentro da bancada de testes foi sempre o mesmo, ou seja, distante 1600 mm da saída da câmara de tranquilização, como pode ser visto na figura 3.1. Em virtude do comprimento dos bancos de tubos serem diferentes entre si, o comprimento da bancada de testes tinha que ser aumentado de acordo com a inclinação do banco de tubos a ser utilizado, de forma que a distância do último tubo até a saída do canal fosse sempre a mesma, 220 mm (figura 3.3).

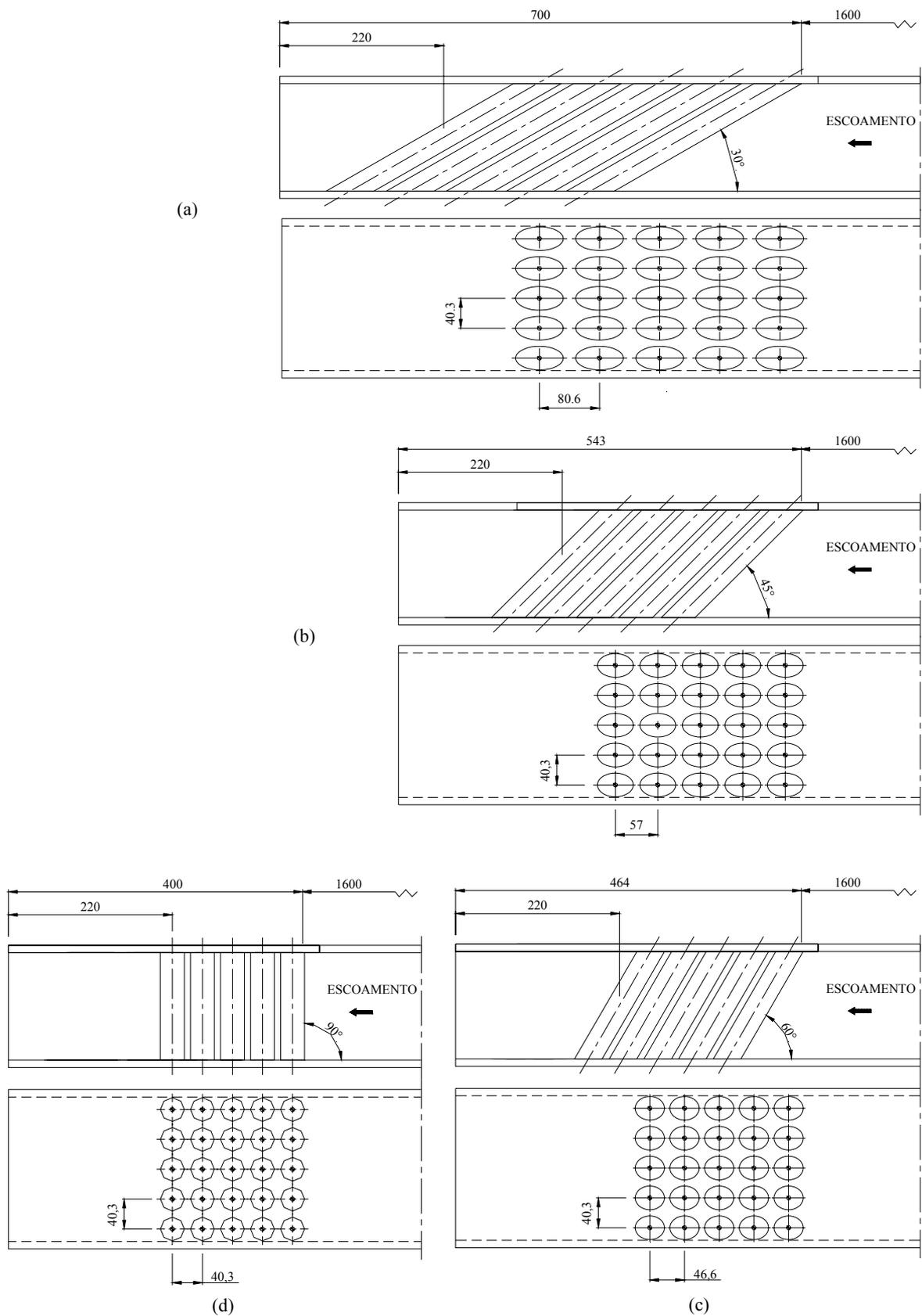


Figura 3.3 – Representação esquemática em planta e em vista lateral dos bancos de tubos instalados no canal (a) inclinação de 30°, (b) inclinação de 45°, (c) inclinação de 60° e (d) inclinação de 90°. Cotas em [mm].

3.2 Instrumentação

A uma distância de, aproximadamente, 120 mm a montante da primeira fila de tubos, existe instalada uma sonda de Pitot e um sensor de temperatura, figura 3.4. A sonda de Pitot foi utilizada para medir a velocidade de referência do escoamento não perturbado, por meio de um micro-manômetro de coluna líquida DWYER. Esta velocidade de referência (U_{ref}) foi tomada para todas as medições, não tendo sido movimentado este tubo de Pitot ao longo de todo o trabalho experimental. Já o sensor de temperatura era utilizado para monitorar a temperatura do fluido no interior do canal.

Para investigar possíveis variações nas frequências de vibração do canal a cada novo banco de tubos instalado, foi realizada uma investigação do comportamento da instalação quanto a vibrações mecânicas induzidas por fontes externas ao escoamento, tais como a vibração do conjunto motor ventilador, sendo utilizado nesta fase um acelerômetro METRA. Isto foi devido ao fato de que a bancada de testes tinha que ser aumentada ou diminuída dependendo do banco de tubos que fosse instalado.

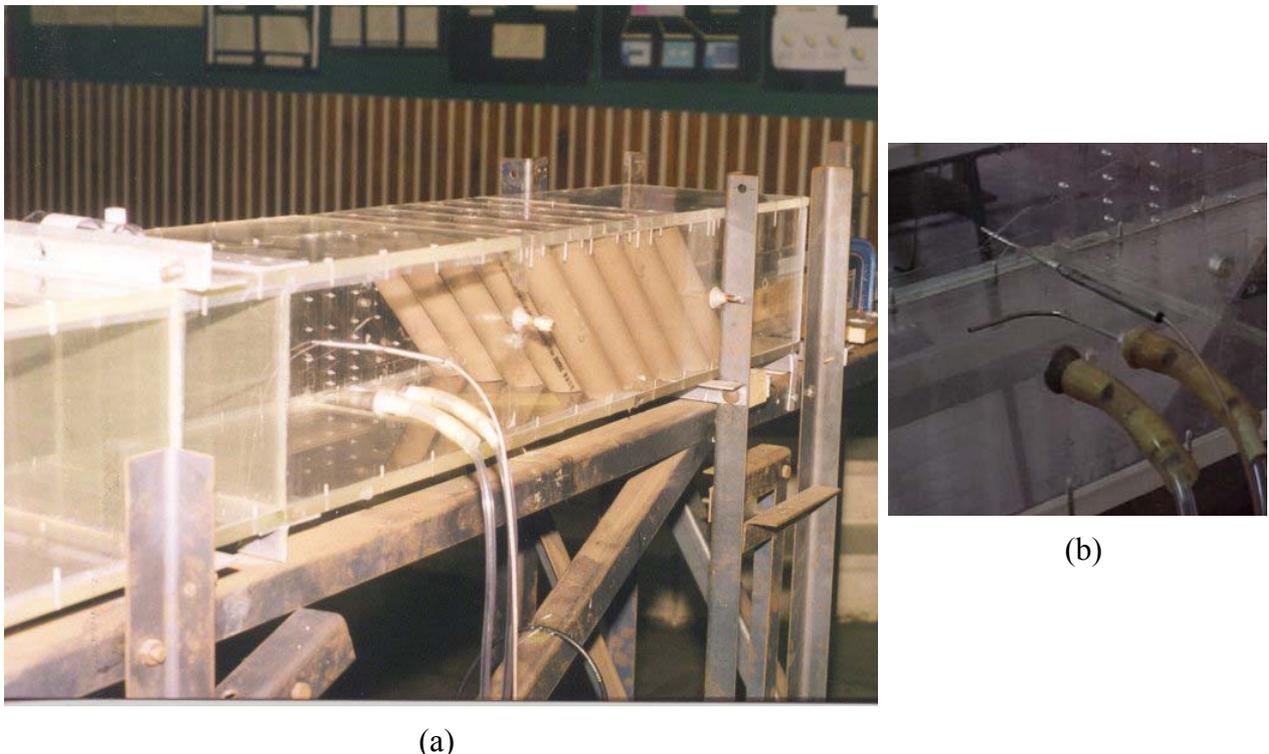


Figura 3.4 – (a) Vista da bancada de testes com o banco de tubos com inclinação de 60° ,
(b) detalhe mostrando o sensor de temperatura e o tubo de Pitot.

Escoamento da esquerda para a direita.

Para a realização das medições de flutuação de pressão e pressão média sobre os contornos dos tubos no interior do banco o tubo central do arranjo foi instrumentado. O tubo instrumentado é composto de três partes (figura 3.5). A parte superior é fixa ao banco; a parte intermediária é móvel e possui um sistema de encaixe que permite que seja conectada à parte superior e à parte inferior; a parte inferior é encaixada na parte móvel e possui um prolongamento para evitar que se mova, quando a parte intermediária é movimentada.

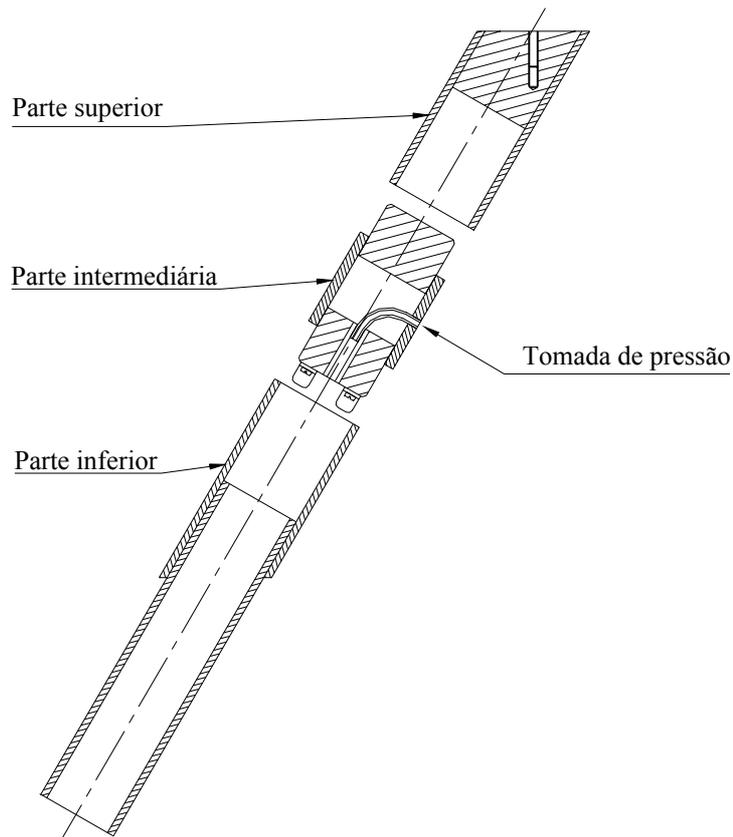


Figura 3.5 - Tubo instrumentado (inclinação 60°).

A parte intermediária é movimentada com o auxílio de uma haste de alumínio, previamente montada por dentro da parte inferior, e encaixada nas *orelhas* existentes na parte móvel (figura 3.6) como pode ser visualizado na figura 3.7. A parte móvel foi instrumentada com uma tomada de pressão de diâmetro 1,7 mm, localizada à meia altura, à qual o transdutor de pressão piezo-resistivo ENDEVCO foi conectado através da utilização de mangueiras plásticas. O comprimento das mangueiras até a parte sensível do transdutor de pressão foi de, aproximadamente, 29 mm o que corresponde a 17 vezes o diâmetro da tomada de pressão, sendo escolhido o mesmo comprimento utilizado por Endres, 1997, por este não afetar informações provenientes das curvas de correlação, bem como não causar alteração significativa nos espectros nas faixas de frequência de interesse deste trabalho (Endres e Möller, 1994).

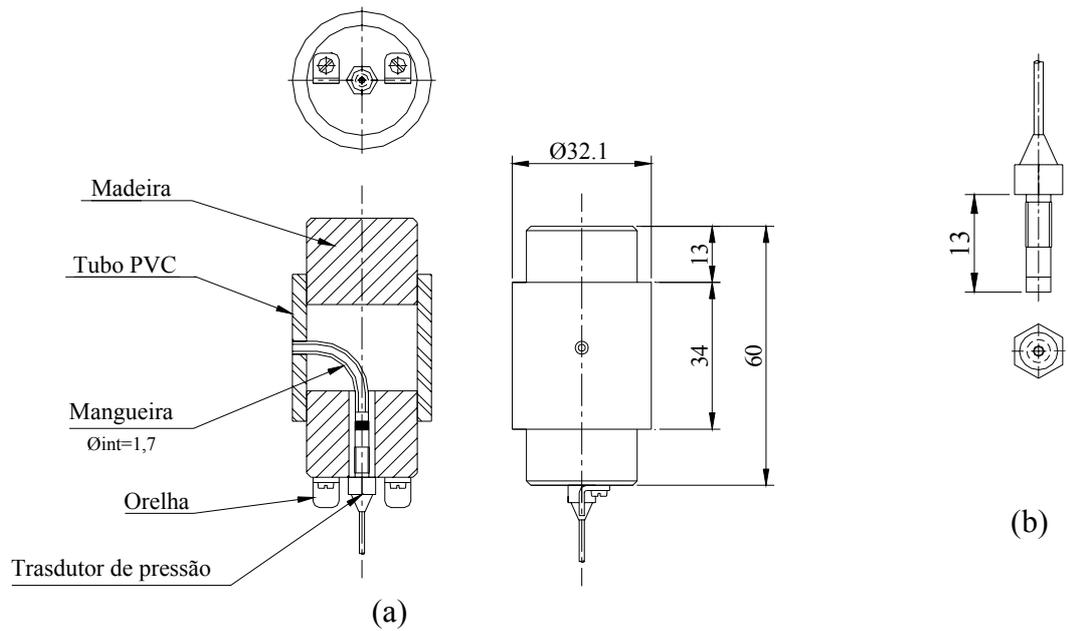


Figura 3.6 - (a) Esquema de montagem do transdutor de pressão no interior da parte móvel utilizada para a realização das medições. (b) Transdutor de pressão (ENDEVCO,1981).

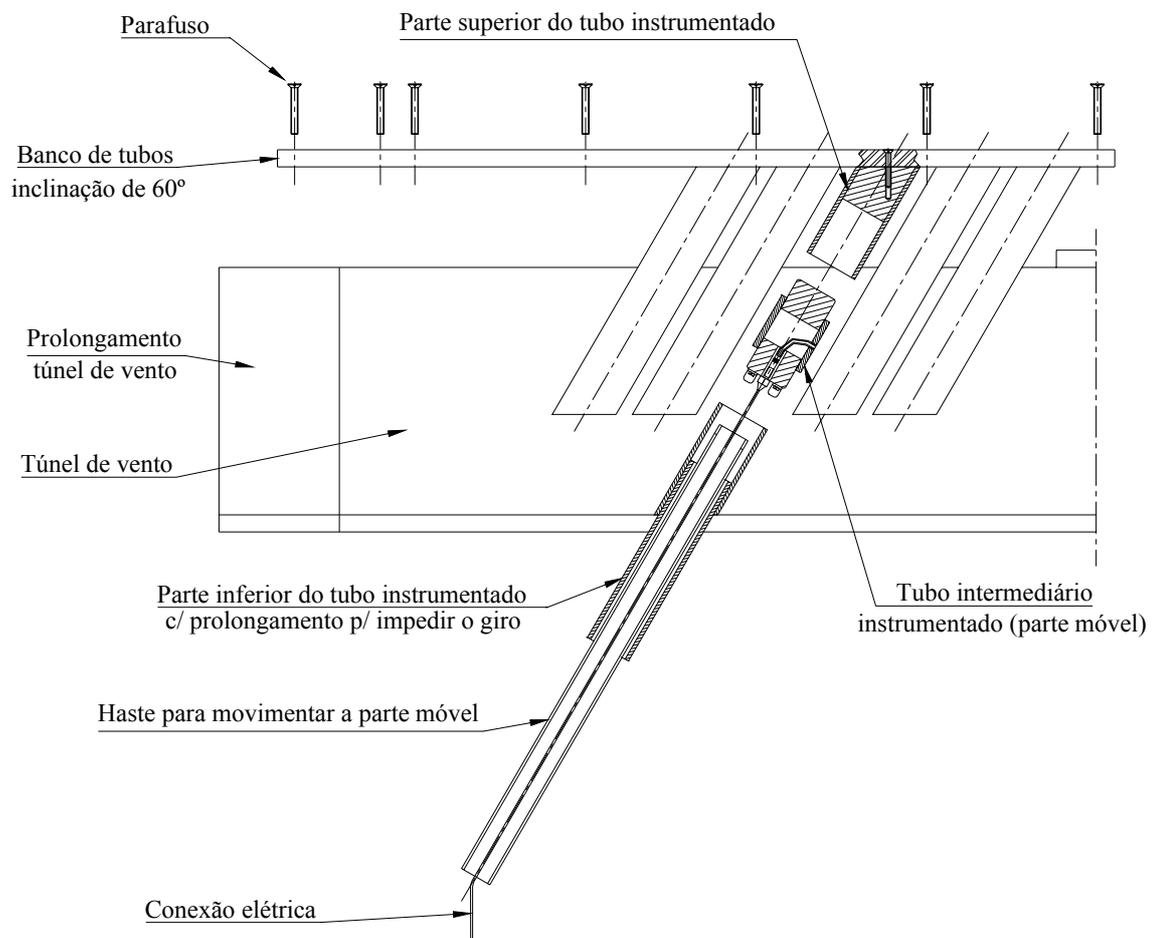


Figura 3.7 - Montagem do sistema de movimentação do tubo instrumentado (parte móvel).

Para mapear o campo de pressões médias ao longo dos quatro diferentes bancos de tubos em estudo, tomadas de pressão estática foram feitas ao longo de uma das paredes laterais do túnel de vento, na região aonde os tubos estão localizados, de modo a formar uma malha uniformemente distribuída, totalizando 120 pontos de medição para o arranjo com inclinação de 30°, 78 pontos de medição para o arranjo com inclinação de 45°, 72 pontos de medição para o arranjo com inclinação de 60° e 48 pontos de medição para o arranjo com inclinação de 90°. As medições foram executadas utilizando transdutores de pressão eletrônicos Hartmann & Braun ARA 200 conectados a um amperímetro, o qual fornecia o valor de corrente proveniente da variação de pressão entre as tomadas de pressão estática e a pressão ambiente. Este valor era posteriormente convertido em pressão por meio de uma curva de calibração fornecida pelo fabricante. A figura 3.8 apresenta de maneira esquemática os equipamentos utilizados.

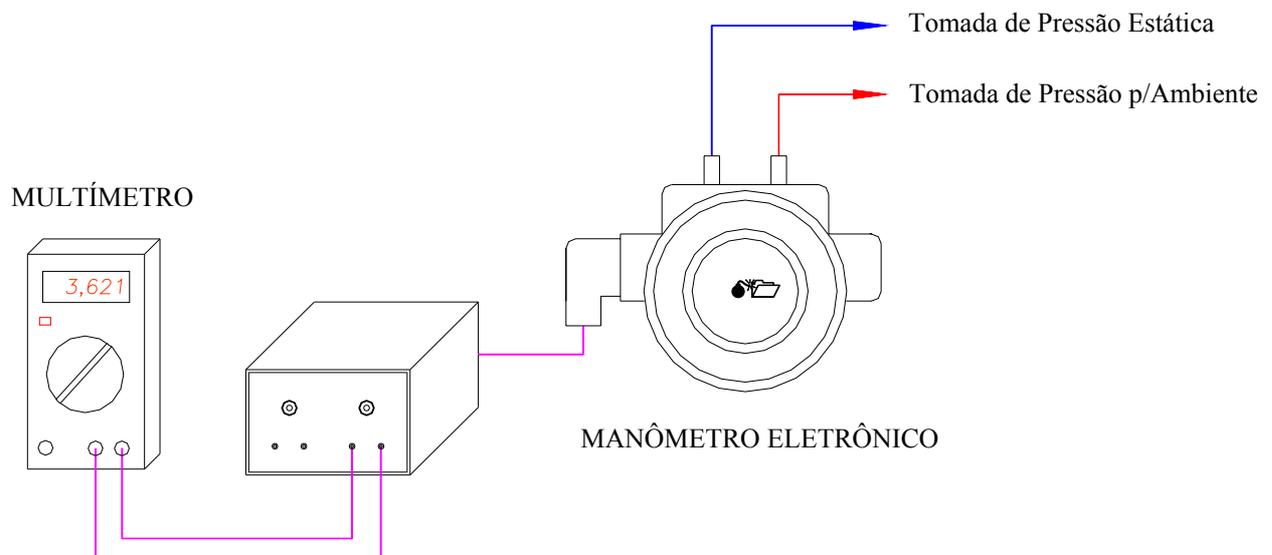
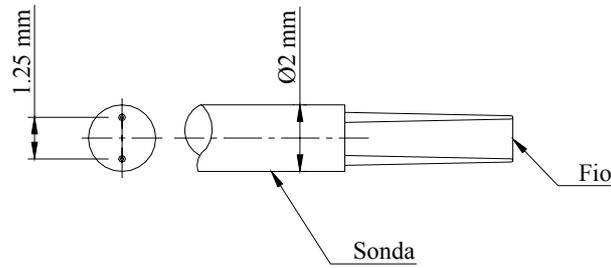


Figura 3.8 – Representação esquemática dos equipamentos utilizados para medições de pressão com o manômetro eletrônico.

As flutuações de velocidade no interior do banco de tubos foram medidas utilizando a técnica de anemometria de fio quente a temperatura constante com sonda de fio reto perpendicular ao escoamento (figura 3.9). O sinal de tensão proveniente da sonda de anemometria era captado utilizando o sistema com uma unidade da DANTEC (55M01). Este sinal passava por filtros passa alta e passa baixa e era amplificado antes de ser adquirido com o auxílio de uma placa conversora A/D DAS-58 ligada a um micro computador. O esquema de montagem dos equipamentos pode ser visualizado na figura 3.10, enquanto a figura 3.11 apresenta fotografias dos equipamentos.



(a)

(b)

Figura 3.9 - (a) Detalhe da sonda de anemometria de fio quente (b) Fotografia da sonda de anemometria de fio quente.

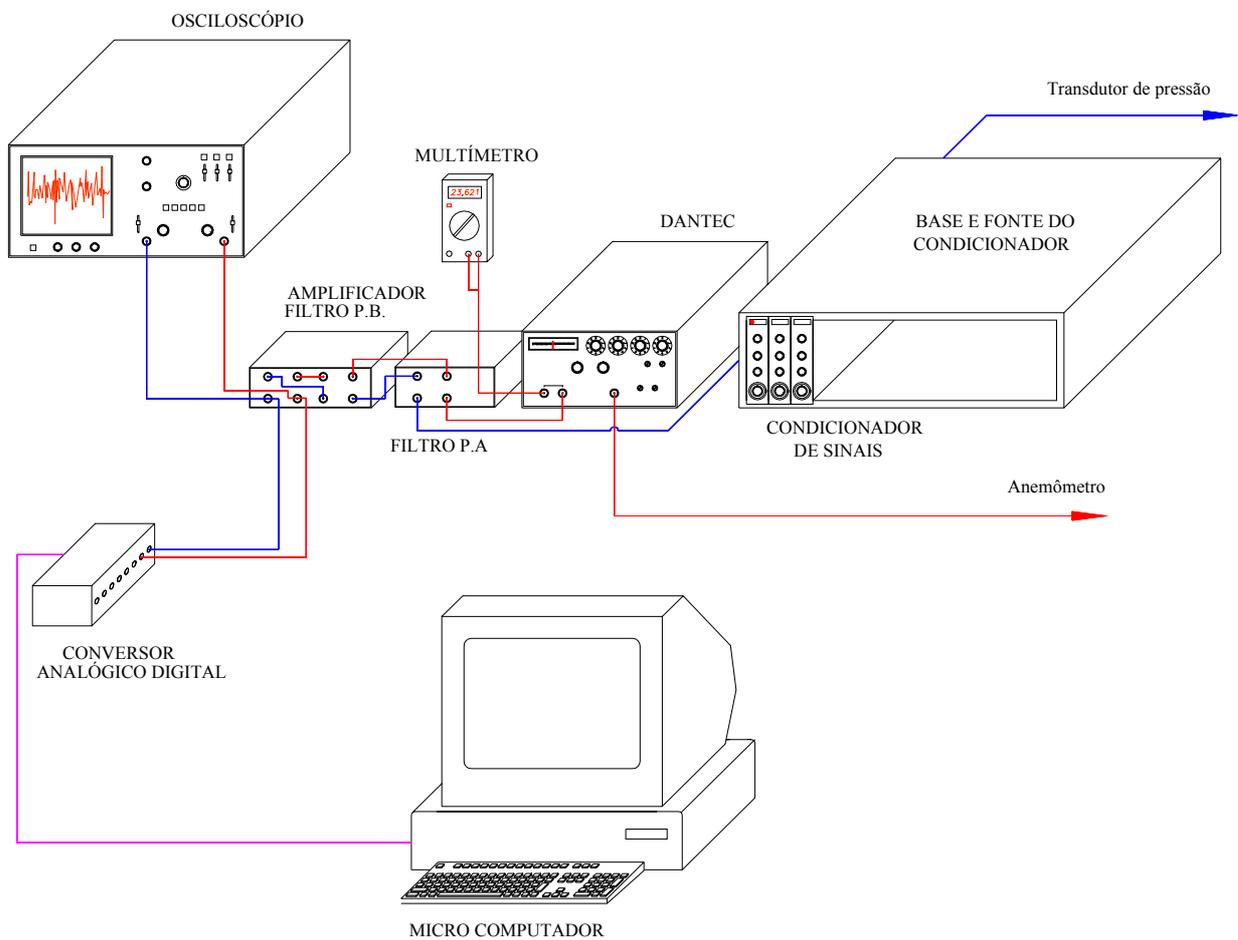


Figura 3.10 – Representação esquemática dos equipamentos utilizados para medições com a sonda de anemometria fio quente e o transdutor de pressão.



Figura 3.11 – Fotografias dos equipamentos utilizados.

3.3 Anemometria de fio quente

O anemômetro de fio quente a temperatura constante (CTA) consiste, basicamente, em uma ponte de Wheatstone e um servo amplificador, onde a sonda é um braço ativo desta ponte (figura 3.12). A sonda é mantida a temperatura constante e o escoamento tende a resfriá-la, fazendo com que a resistência ôhmica caia, desbalanceando a ponte, a qual é alimentada pelo servo amplificador que tem a função de reestabelecer a resistência original da sonda por acréscimo ou redução na tensão de operação da ponte. Logo, a velocidade do fluido é determinada pela variação na transferência de calor entre o fio da sonda e o escoamento.

As sondas devem ser calibradas antes de cada medição, estabelecendo-se assim as relações entre a velocidade do fluido e a tensão da ponte de Wheatstone, para uma certa temperatura. O processo e a bancada de calibração utilizados, por Vicari, 1996, são os mesmos utilizados neste trabalho (apêndice A1).

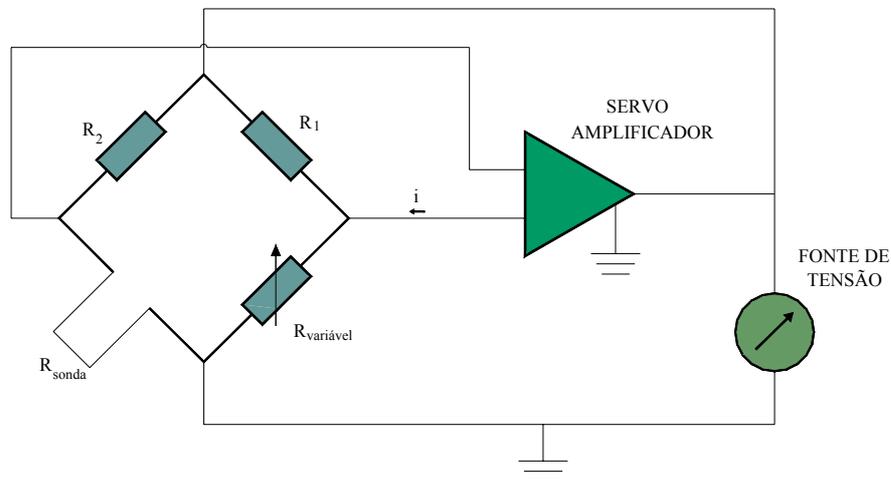


Figura 3.12 – Circuito de medição em anemometria de fio quente (DANTEC, 1992).

3.4 Metodologia de Ensaio

No início de cada série de medições, as condições ambientais eram avaliadas: pressão atmosférica e temperatura do ar, no interior e exterior do canal, já com o escoamento estabelecido, para a determinação das propriedades físicas do fluido. Eram, também, efetuadas as calibrações dos sistemas de anemometria e medição de pressão, em dispositivos próprios para obtenção das curvas de calibração. Para avaliação dos resultados com anemometria de fio quente foi utilizado o método de Hooper, 1980, na forma proposta por Vosáhlo, 1984, e Möller, 1988, e adaptado às condições do Laboratório de Mecânica dos Fluidos (apêndice A1).

A tomada de pressão podia ser movimentada ao longo da circunferência do tubo, por intermédio de uma barra de alumínio fixada à parte móvel, sendo registradas medições de 0° a 180° de orientação com o escoamento de aproximação ao banco de tubos, crescendo no sentido horário conforme pode ser visto na figura 3.13.

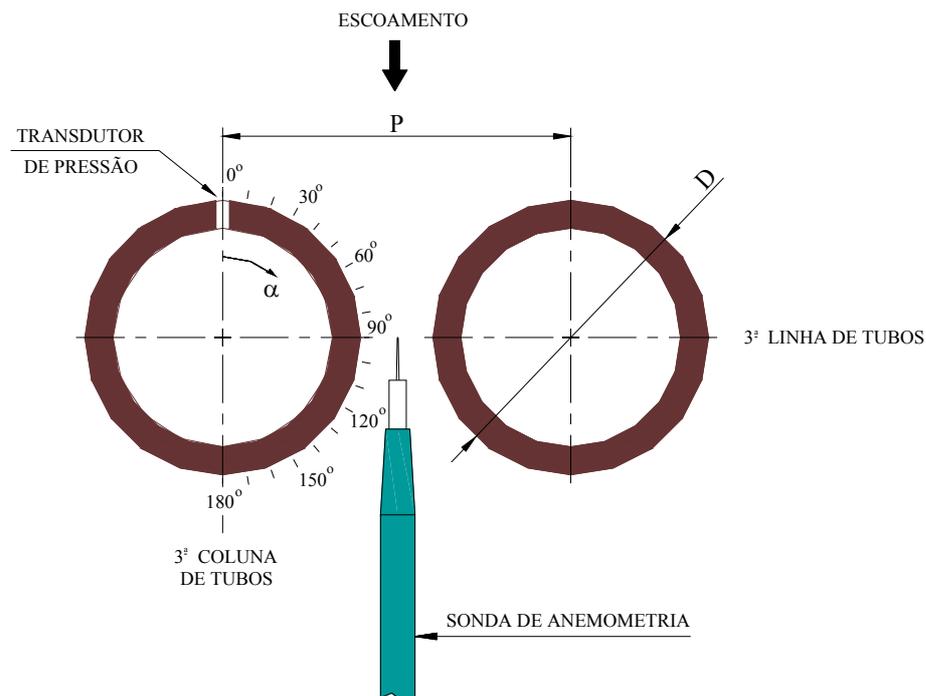


Figura 3.13 – Esquema do posicionamento do transdutor de pressão e da sonda de anemometria de fio quente no interior do banco de 90° .

A sonda de anemometria foi posicionada perpendicularmente às geratrizes dos tubos (figura 3.13) e paralelamente ao escoamento médio, podendo deslocar-se ao longo da fenda estreita entre os tubos, por meio de suporte reto preso a um posicionador como pode ser visualizado nas figuras 3.14 e 3.15.

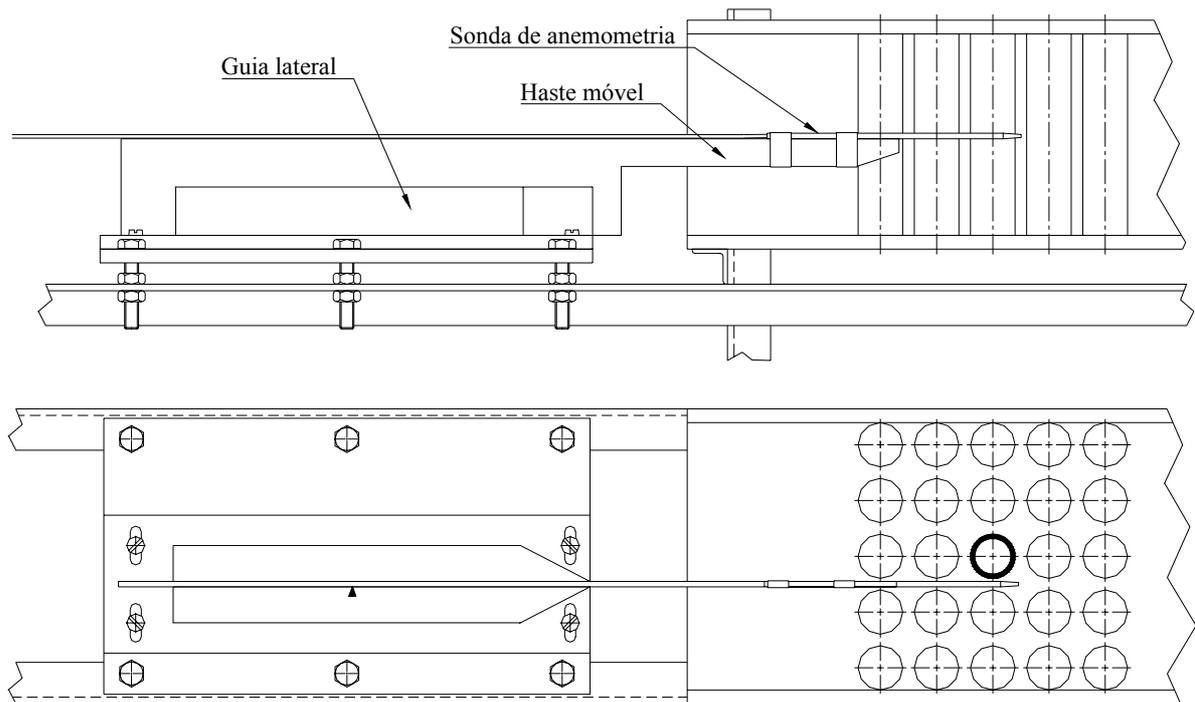


Figura 3.14 – Vista superior e lateral da bancada de testes mostrando o posicionador da sonda de anemometria de fio quente destacando o tubo instrumentado com o transdutor de pressão montados no banco de tubos de 90°. Escoamento é da direita para a esquerda.

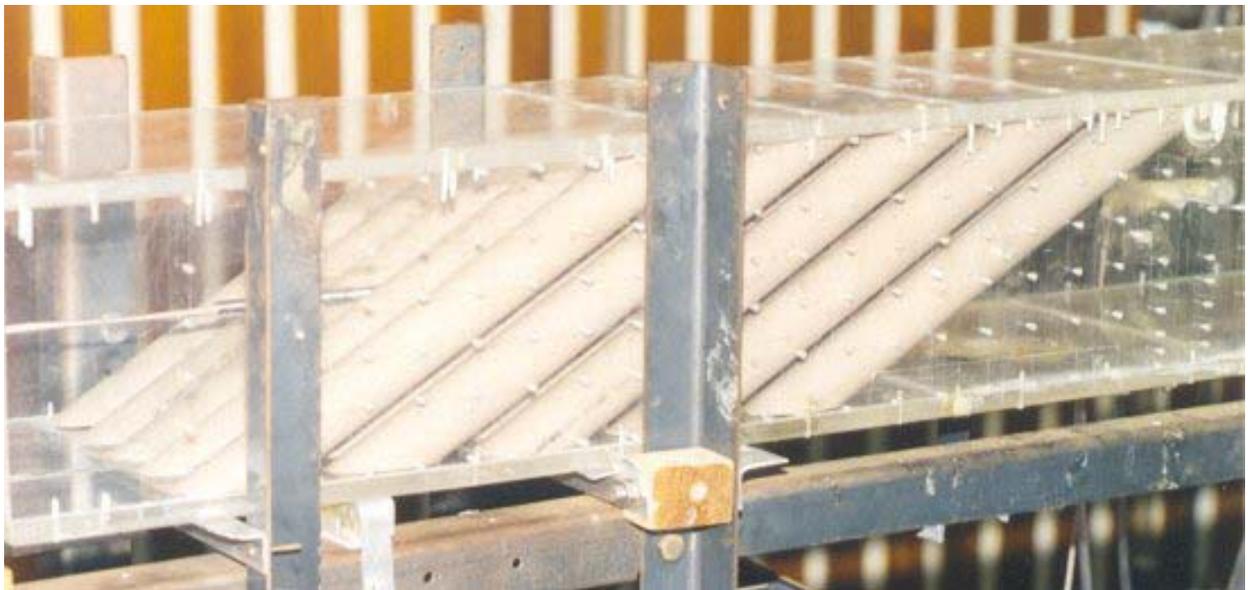


Figura 3.15 – Fotografia da bancada de testes mostrando o posicionador da sonda de anemometria de fio quente no banco de tubos com inclinação de 30°. Escoamento é da direita para a esquerda.

3.4.1 Aquisição e Análise dos Dados

A aquisição dos dados foi realizada utilizando uma placa conversora analógico-digital, modelo KEITHLEY/METRABYTE DAS58, com oito canais, resolução de 12 bits (4096 níveis), operando nas seguintes tensões 0-5 V; 0-10 V; $\pm 2.5V$, $\pm 5V$, $\pm 10V$, com um tempo de conversão de 10 μs e com uma memória acoplada de 1 Mbyte.

As frequências de aquisição dos dados, o tempo de duração dos registros e as frequências de corte (filtro passa baixa e filtro passa alta) foram estabelecidos em função de testes realizados em medições prévias. Buscou-se, assim, uniformidade e repetibilidade dos resultados, bem como a melhor definição das curvas de funções estatísticas obtidas, de modo a permitir a interpretação física dos resultados.

O resultado direto da medição, seja de flutuação de pressão ou de velocidade, foi a tensão do sinal analógico que era, posteriormente convertido para o domínio digital, na forma de um número inteiro na faixa entre 0 e 4095, valores estes determinados pela resolução de 12 bits do conversor analógico digital.

A faixa de variação do sinal de entrada foi previamente analisada para uma seleção adequada da faixa de ganho do conversor que visava, por um lado não perder informações devido a sobre ou sub-tensões e, por outro, otimizar o uso dos níveis de conversão disponíveis. O resultado foi armazenado em meio magnético para posterior conversão ao domínio da grandeza física (velocidade ou pressão) com o uso da curva de calibração correspondente, previamente obtida.

A aquisição dos dados que visava obter médias quadráticas, funções auto-espectrais e correlações cruzadas entre flutuações de velocidades e de pressões para todas as amostras de dados, foram adquiridas com uma frequência de 5 kHz e a filtragem passa-banda entre as frequências de 1 Hz e 2 kHz.

O fluxo de trabalho resumido, utilizado nesta pesquisa, para tratamento das medições desde a grandeza física até o resultado final, está representado de maneira esquemática na figura 3.16.

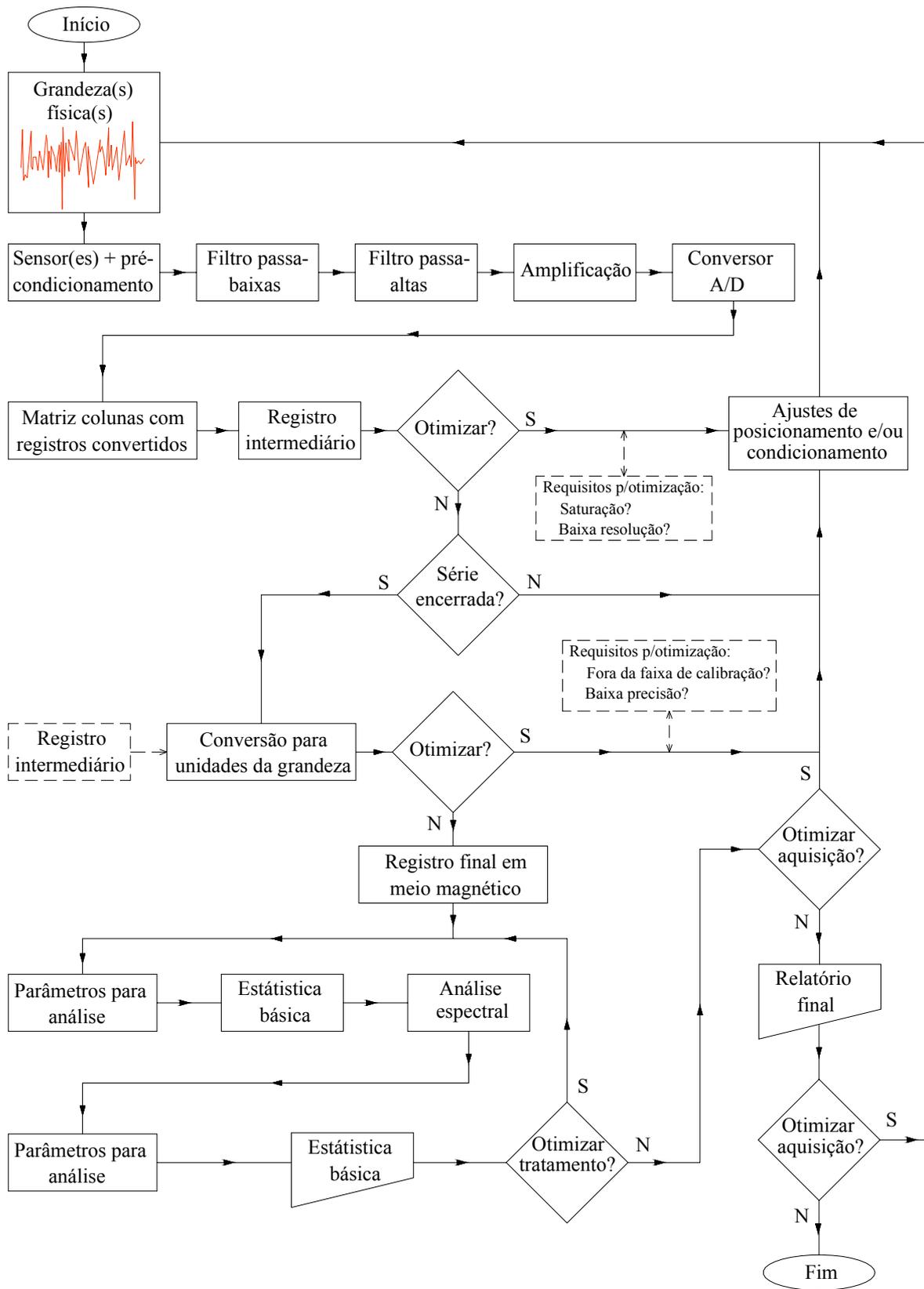


Figura 3.16 – Fluxo de trabalho para a análise dos dados medidos.

4 RESULTADOS

4.1 Parâmetros de Adimensionalização dos Resultados

Os parâmetros de adimensionalização normalmente utilizados na análise de escoamentos através de bancos de tubos, desconsiderando as trocas térmicas, são:

- **Número de Reynolds (Re):** estabelece a relação entre as forças de inércia e as forças viscosas.

$$\text{Re} = \frac{U \cdot D}{\nu} \quad (4.1)$$

onde

U é a velocidade característica do escoamento, e

D é um comprimento característico.

- **Número de Euler (Eu):** estabelece a relação entre as forças de pressão e as forças de inércia.

$$\text{Eu} = \frac{\Delta p}{\rho \cdot U^2} \quad (4.2)$$

- **Número de Strouhal (S):** utilizado na definição de frequências adimensionais.

$$S = \frac{f \cdot D}{U} \quad (4.3)$$

onde

f é a frequência.

Para definição destas grandezas é necessário adotar velocidades e comprimentos de referência característicos do banco de tubos, dando origem a diversas possibilidades de definições de parâmetros de adimensionalização. Neste trabalho será utilizado somente um comprimento característico: o diâmetro do tubo, e serão investigados quatro diferentes velocidades de adimensionalização, dando continuidade aos estudos realizados por Endres, 1997, e Endres e Möller, 2001b.

- **Velocidade Medida na Fenda (U_{med}):** obtida a partir de medições com anemômetro de fio quente na fenda estreita entre os tubos.
- **Velocidade de Referência (U_{ref}):** obtida a partir de medições realizadas com o tubo de Pitot fixo, posicionado a montante dos tubos.
- **Velocidade de Percolação (U_{per}):** definida em função da velocidade de referência e da área ocupada pelo banco de tubos vista em planta (figura 4.1-a).

$$U_{per} = U_{ref} \cdot \frac{A_p}{A_p - A_{pt}} \quad (4.4)$$

onde

A_p é a área total em planta ocupada pela seção longitudinal do banco,

A_{pt} é a área em planta ocupada pelos tubos do arranjo, vistos em seção longitudinal.

- **Velocidade Calculada na Fenda (U_{cal}):** definida em função da velocidade de referência e da área transversal ocupada pelo banco de tubos (figura 4.1-b).

$$U_{cal} = U_{ref} \cdot \frac{A_t}{A_t - A_{tt}} \quad (4.5)$$

onde

A_t é a área total da seção transversal do canal,

A_{tt} é a área da seção transversal do canal ocupada pelos tubos do arranjo, na linha do tubo instrumentado.

A utilização de diferentes parâmetros de velocidade na adimensionalização é de relevante importância na interpretação e apresentação dos resultados experimentais do campo de pressão, pois contribuem para uma melhor interpretação dos fenômenos físicos, bem como facilitam a comparação dos resultados com os existentes na literatura.

As propriedades físicas do fluido foram todas determinadas na temperatura média do escoamento. Caso fossem considerados aspectos relativos à transferência de calor, a seleção de uma temperatura de referência seria um problema adicional.

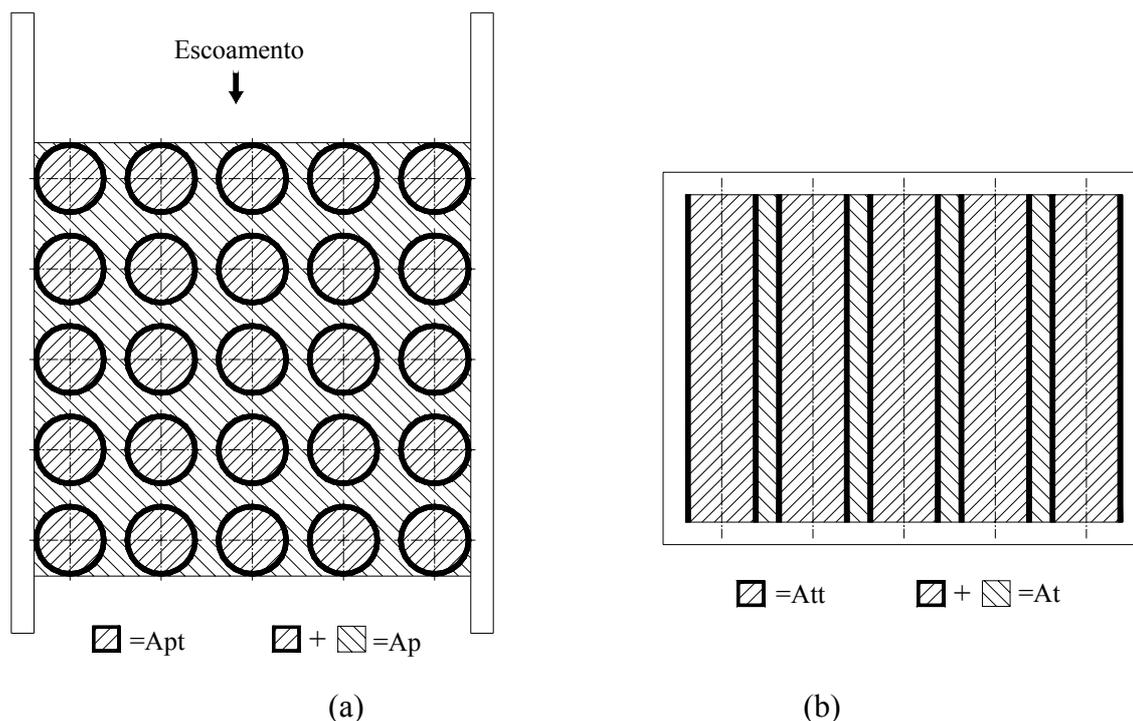


Figura 4.1 – Representação esquemática do banco de tubos de 90° mostrando as áreas utilizadas para obtenção da velocidade de percolação (U_{per}) e da velocidade calculada na fenda (U_{cal}).

(a) vista em planta, (b) vista frontal.

4.2 Campo de Pressão na Parede Lateral do Canal

A primeira parte deste trabalho tratou do levantamento do campo de pressões em uma das paredes laterais do túnel de vento para os quatro diferentes bancos de tubos utilizados, tendo como objetivo inicial uma melhor compreensão do fenômeno que ocorre quando o ângulo de incidência do escoamento incidente varia.

Foram feitas tomadas de pressão estática uniformemente distribuídas ao longo da parede lateral do túnel de vento, de modo a formar uma malha, totalizando 120 pontos de medição para o arranjo com inclinação de 30°, 84 pontos de medição para o arranjo com inclinação de 45°, 66 pontos de medição para o arranjo com inclinação de 60° e 48 pontos de medição para o arranjo com inclinação de 90°. Na figura 4.2 é possível visualizar a parede lateral com a localização dos pontos de medição e dos tubos, para os quatro bancos de tubos em análise.

Os resultados para os quatro diferentes bancos de tubos são apresentados na forma adimensionalizada na forma do número de Euler, utilizando a velocidade de referência do escoamento como parâmetro para a adimensionalização.

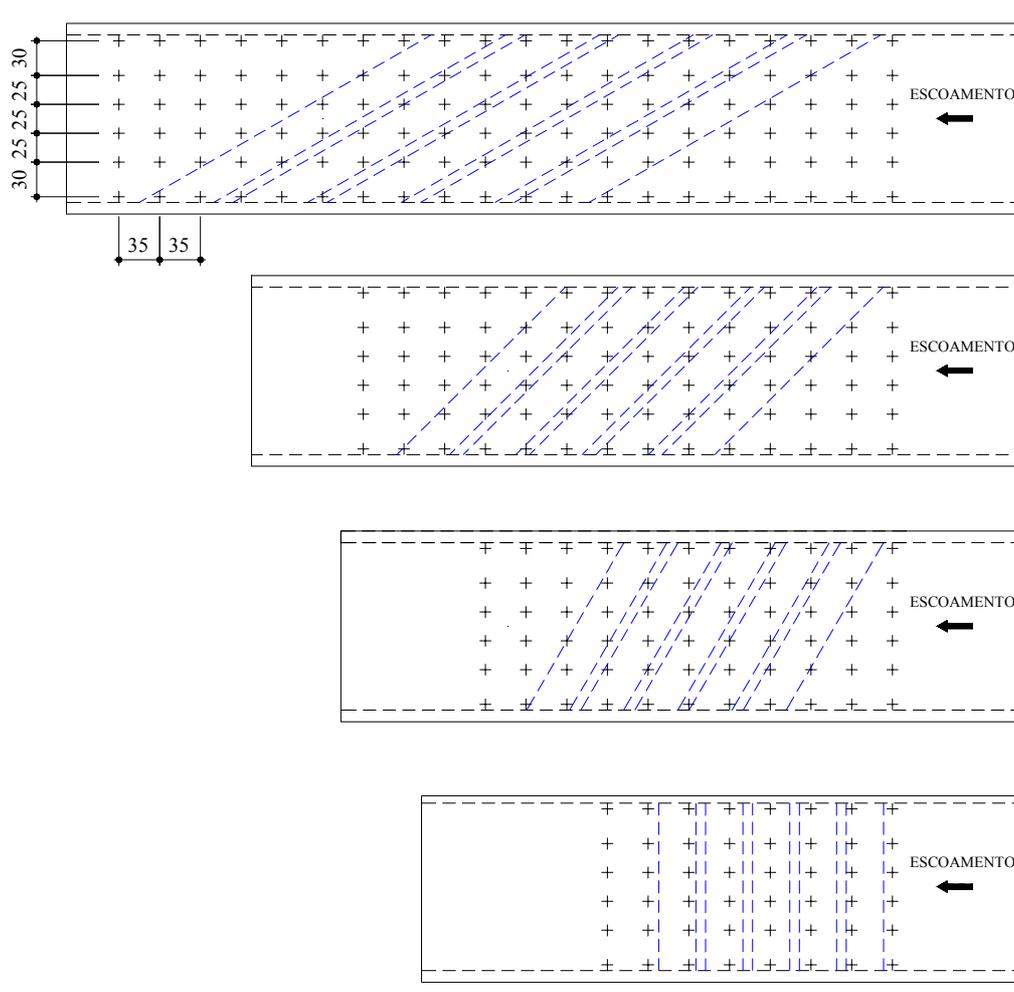


Figura 4.2 – Representação esquemática da parede lateral com a localização dos pontos de medição e dos tubos (linhas tracejadas) para os quatro bancos de tubos em análise.

Analisando as figuras 4.3 a 4.6 pode-se observar a concentração de linhas junto ao primeiro tubo, indicando a existência de forte gradiente de pressão nestes locais, devido ao estreitamento da área de passagem a que o fluido é submetido ao encontrar o banco. Já na região de saída pode-se observar claramente regiões de baixa pressão logo após o último tubo na região superior indicando haver ali, provavelmente, uma região de recirculação.

Como pode ser observado em todas as figuras as linhas isobáricas não são paralelas aos eixos dos tubos indicando que o gradiente de pressão não é perpendicular aos tubos, nem paralelo a direção principal do escoamento, como observado por Böttgenbach, 1977.

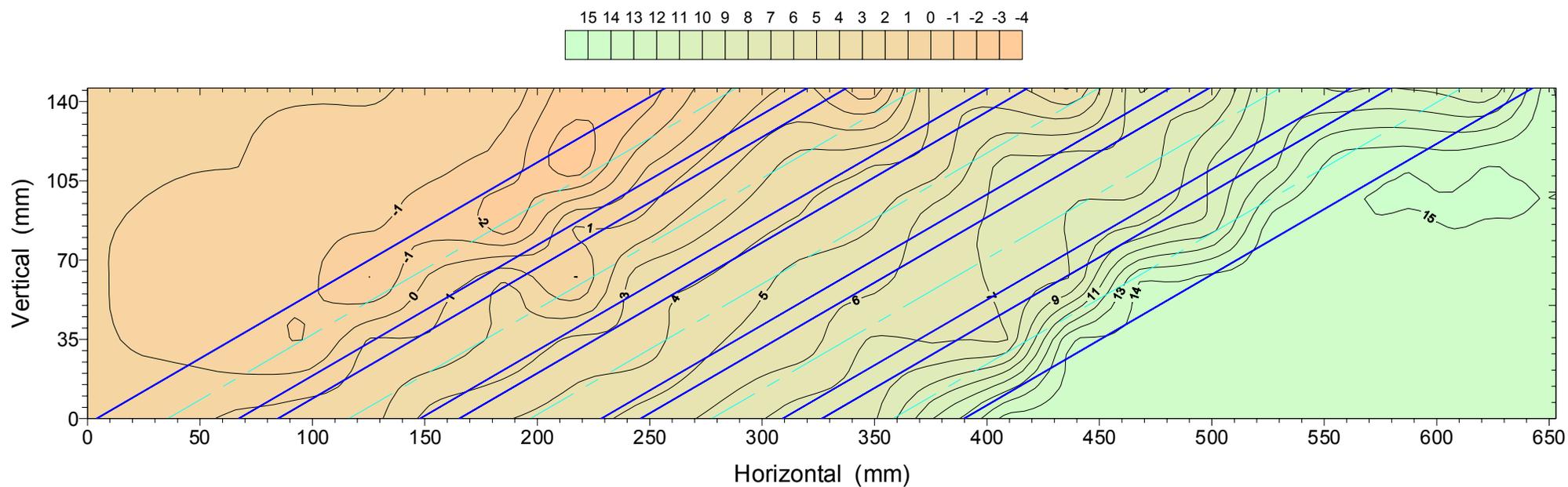


Figura 4.3 - Distribuição de pressão na forma do número de Euler sobre a parede lateral do canal para o banco de tubos com inclinação de 30°. As linhas azuis representam a posição dos tubos. O escoamento é da direita para a esquerda.

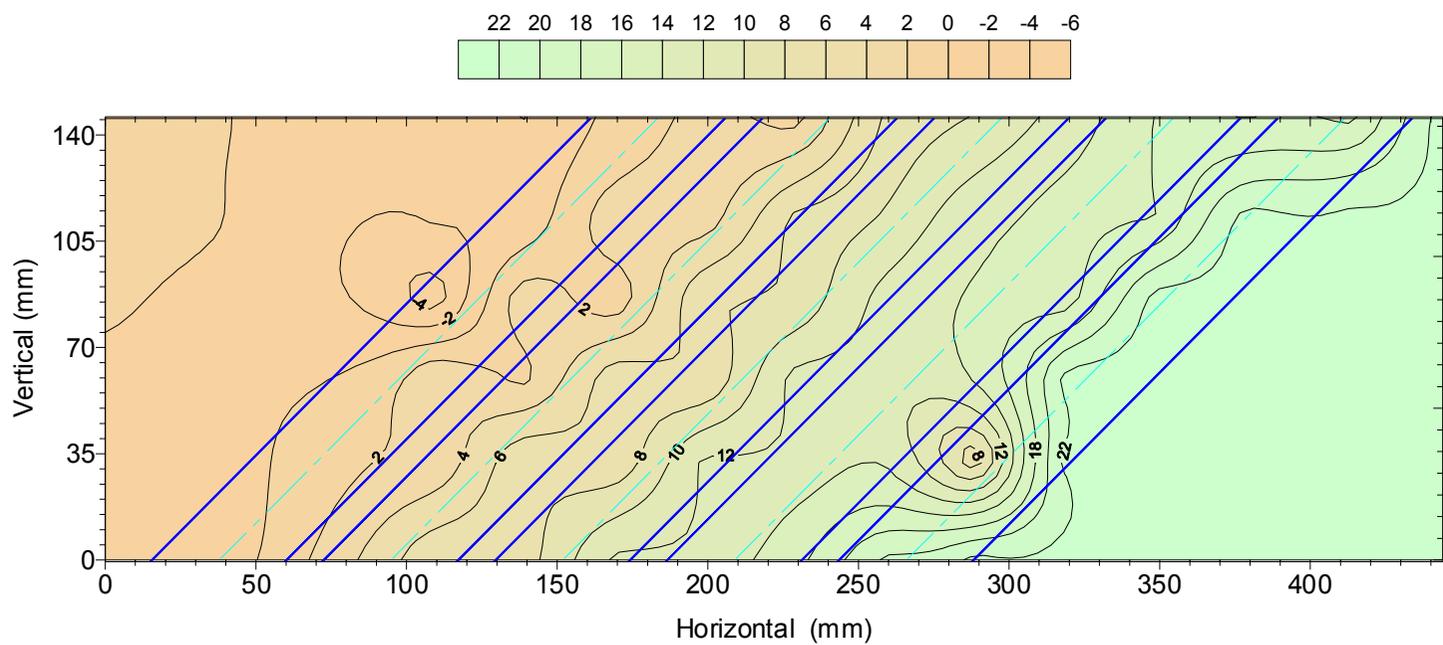


Figura 4.4 - Distribuição de pressão na forma do número de Euler sobre a parede lateral do canal para o banco de tubos com inclinação de 45°. As linhas azuis representam a posição dos tubos. O escoamento é da direita para a esquerda.

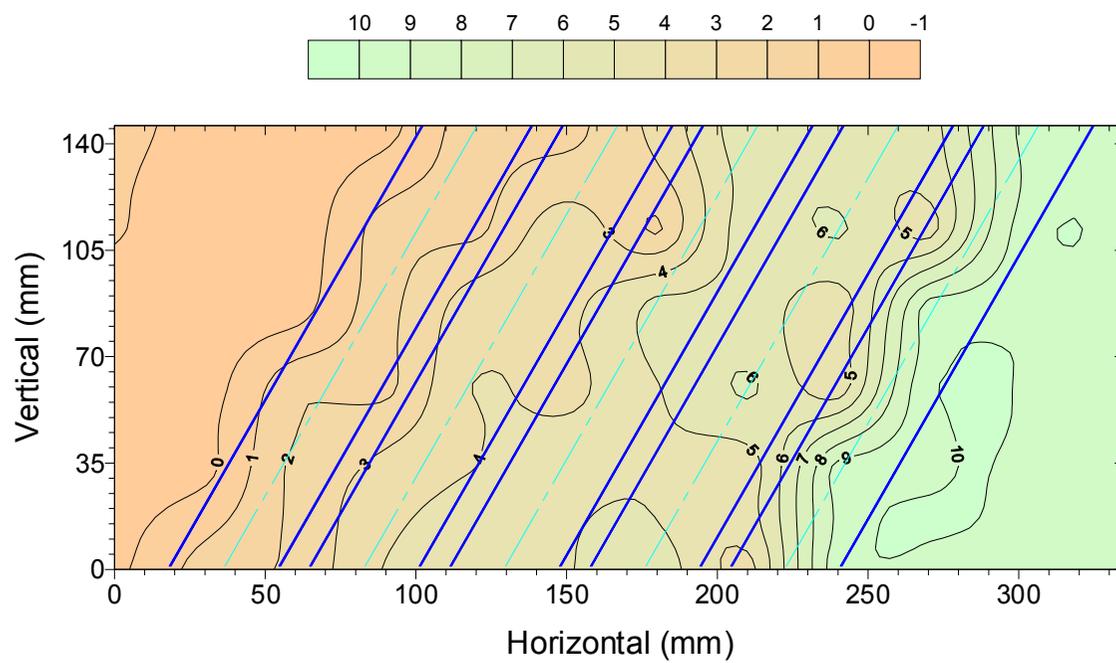


Figura 4.5 - Distribuição de pressão na forma do número de Euler sobre a parede lateral do canal para o banco de tubos com inclinação de 60°. As linhas azuis representam a posição dos tubos. O escoamento é da direita para a esquerda.

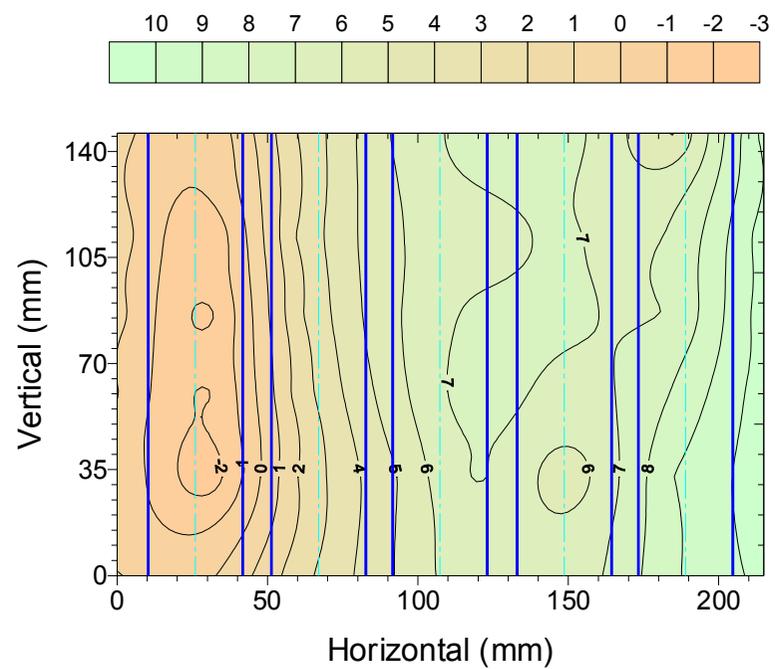


Figura 4.6 - Distribuição de pressão na forma do número de Euler sobre a parede lateral do canal para o banco de tubos com inclinação de 90° .
 As linhas azuis representam a posição dos tubos. O escoamento é da direita para a esquerda.

4.3 Distribuição de Pressão Sobre o Contorno do Tubo Instrumentado

Na segunda etapa do trabalho foram realizadas medições de pressão ao redor do tubo instrumentado da terceira linha nos quatro bancos de tubos em estudo. Os resultados foram adimensionalizados na forma do número de Euler sendo utilizado a velocidade de referência (U_{ref}) como parâmetro para adimensionalização. A tabela A-2 no apêndice A4 apresenta os resultados numéricos, bem como as propriedades físicas do fluido e as características do escoamento de cada ensaio específico.

A figura 4.7 apresenta a distribuição de pressão em função da posição angular do tubo instrumentado para os quatro diferentes bancos em estudo. A posição a 0° corresponde à posição frontal em relação ao escoamento principal (ver figura 3.13). A distribuição de pressão média para todos os ângulos de incidência investigados apresentam distribuições similares ao escoamento perpendicular em torno de um cilindro isolado, como mostram os resultados apresentados por Achenbach, 1968 e Žukauskas, 1972.

Verifica-se que os valores absolutos do número de Euler aumentam quando o ângulo de incidência aumenta. Observa-se, ainda, que os pontos onde a pressão é mínima, estão localizados na faixa entre 60° e 90° , apresentando menor valor para o banco com maior ângulo de incidência.

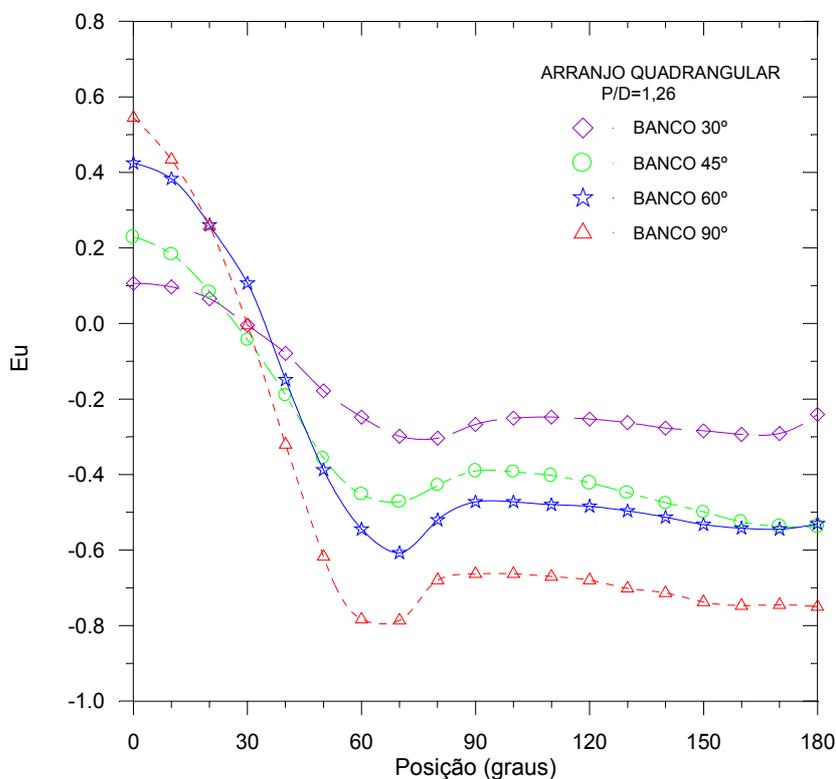


Figura 4.7 – Distribuição de pressão ao redor do tubo instrumentado, para bancos com diferentes ângulos em relação à direção do escoamento principal (linhas apenas para visualização).

4.4 Médias Quadráticas (RMS) das Flutuações de Pressão

Na terceira etapa foram realizadas medições de flutuações de pressão, em torno do tubo instrumentado para todos os arranjos investigados. Os resultados são apresentados na forma adimensionalizada. Os resultados numéricos das médias quadráticas em Pascal são apresentados na tabela A-3 no apêndice A4.

A figura 4.8 apresenta as médias quadráticas das flutuações de pressão, adimensionalizadas com o emprego da velocidade medida na fenda estreita entre os tubos (U_{med}) para os quatro diferentes bancos investigados. Observa-se para os bancos com inclinação de 30°, 45° e 60° duas regiões com picos das médias quadráticas, o primeiro na faixa de 30° a 40° e o segundo na faixa de 100° e 120°. Já para o banco de 90° observam-se três picos: o primeiro na faixa de 0° a 10°, o segundo na faixa de 50° a 60° e o terceiro na faixa de 100° a 120°.

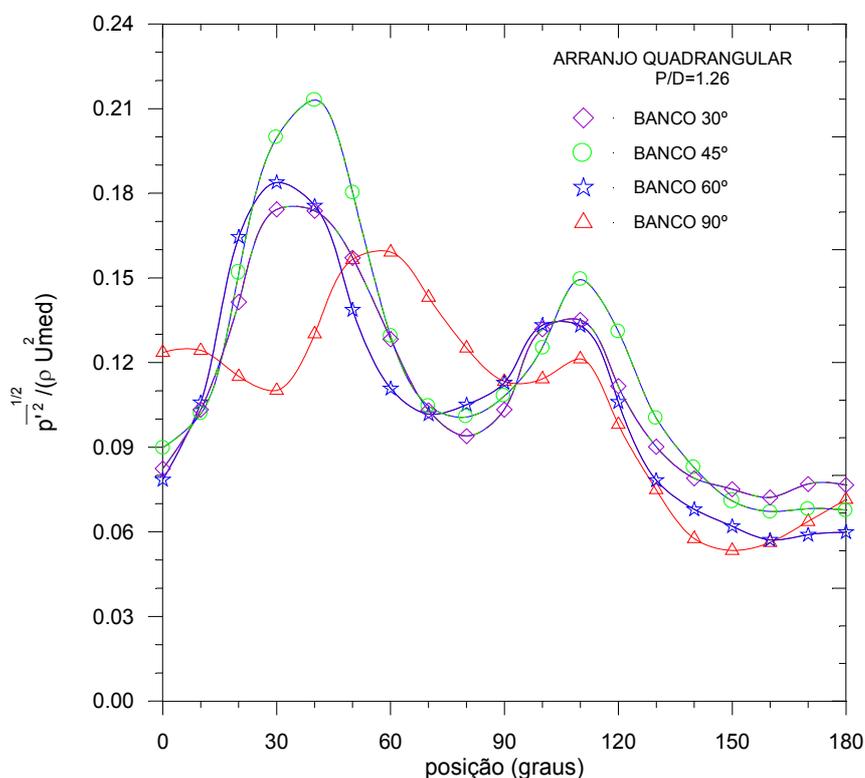


Figura 4.8 – Médias quadráticas das flutuações de pressão para bancos com diferentes ângulos em relação ao escoamento principal, adimensionalizadas com U_{med} (linhas apenas para visualização).

O comportamento das curvas para os bancos com inclinação de 30°, 45° e 60° são semelhantes entre si, no caso do banco de 90° ela se torna semelhante às demais a partir da posição angular de 90°. Os pontos máximos encontrados na faixa de 0° a 110° indicam uma

maior incidência do escoamento proveniente da linha de tubos a montante da terceira linha. Os pontos máximos encontrados nas curvas para as posições angulares na faixa entre 80° e 120° indicam que naquela região, possivelmente, deva estar ocorrendo o fenômeno de descolamento ou separação da camada limite da terceira linha. Os primeiros máximos locais para os bancos com inclinação de 30°, 45° e 60° coincidem com a mudança de sinal dos valores médios de pressão (figura 4.7).

De forma geral, observa-se que os bancos de tubos com inclinações de 30° e 90° apresentam uma distribuição mais uniforme das cargas dinâmicas em torno dos tubos, sendo o banco com inclinação de 45° o que apresenta as maiores cargas dinâmicas, quando os resultados são adimensionalizados pela velocidade medida na fenda estreita entre os tubos (U_{med}).

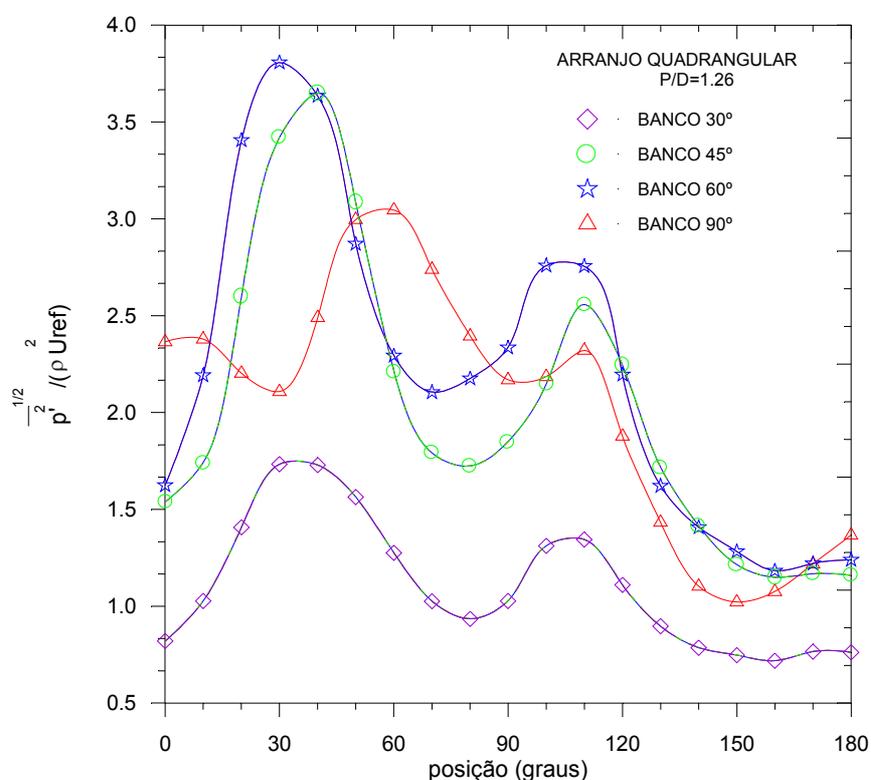


Figura 4.9 – Médias quadráticas das flutuações de pressão para bancos com diferentes ângulos em relação ao escoamento principal, adimensionalizadas com U_{ref} (linhas apenas para visualização).

A adimensionalização dos resultados, até aqui apresentados, foi efetuada sem a necessidade de um parâmetro característico de comprimento sendo utilizada como a velocidade de adimensionalização a velocidade medida na fenda estreita entre os tubos (U_{med}), que é normalmente empregada na literatura. No entanto pela análise das figuras 4.9 a 4.11, referentes

às mesmas médias quadráticas das flutuações de pressão sobre o contorno do tubo instrumentado, agora adimensionalizadas pelas velocidade de referência (U_{ref}), velocidade de percolação (U_{per}) e velocidade calculada na fenda (U_{cal}), percebe-se uma sensível variação nos resultados numéricos dos valores adimensionalizados, o que altera a forma e o posicionamento relativo entre as curvas.

A utilização de U_{med} (figura 4.8) tende a agrupar as curvas, enquanto o emprego de U_{ref} , U_{per} e U_{cal} separa as curvas, uma das outras, permitindo uma melhor visualização da influência do ângulo de incidência sobre as médias quadráticas adimensionais calculadas. Observa-se ainda que quando os resultados são adimensionalizados por U_{ref} e U_{per} o banco com inclinação de 60° apresenta picos com valores superiores aos bancos com inclinação de 30° e 45° outra diferença observada é que quando os resultados são adimensionalizados por U_{per} o banco com inclinação de 30° apresenta picos com valores superiores ao banco de 90° , quando comparados aos resultados obtidos com U_{per} , U_{cal} e U_{med} .

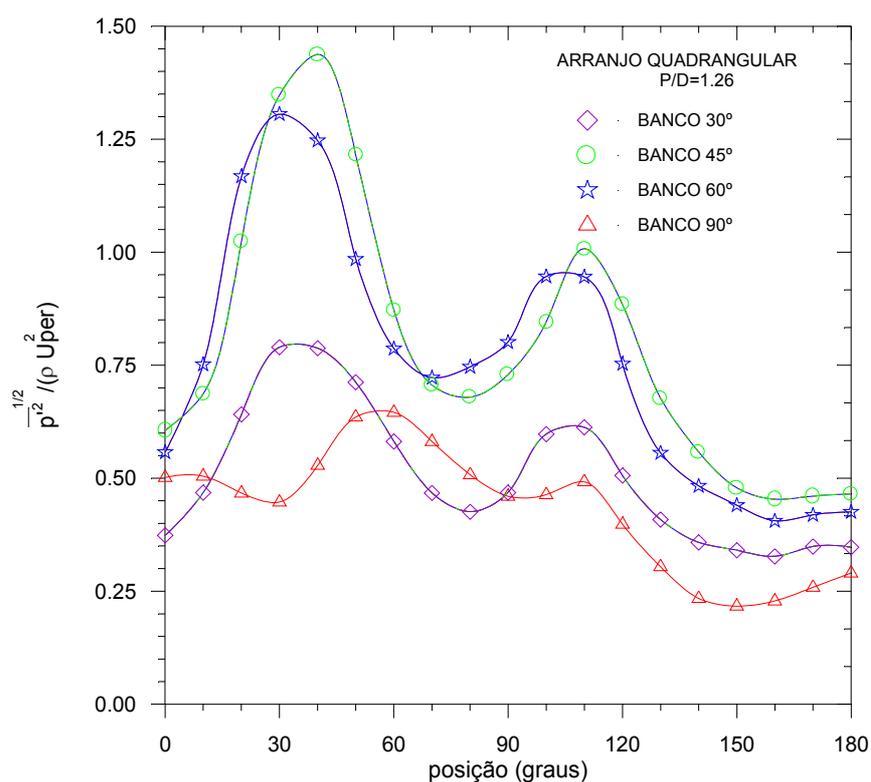


Figura 4.10 – Médias quadráticas das flutuações de pressão para bancos com diferentes ângulos em relação ao escoamento principal, adimensionalizadas com U_{per} (linhas apenas para visualização).

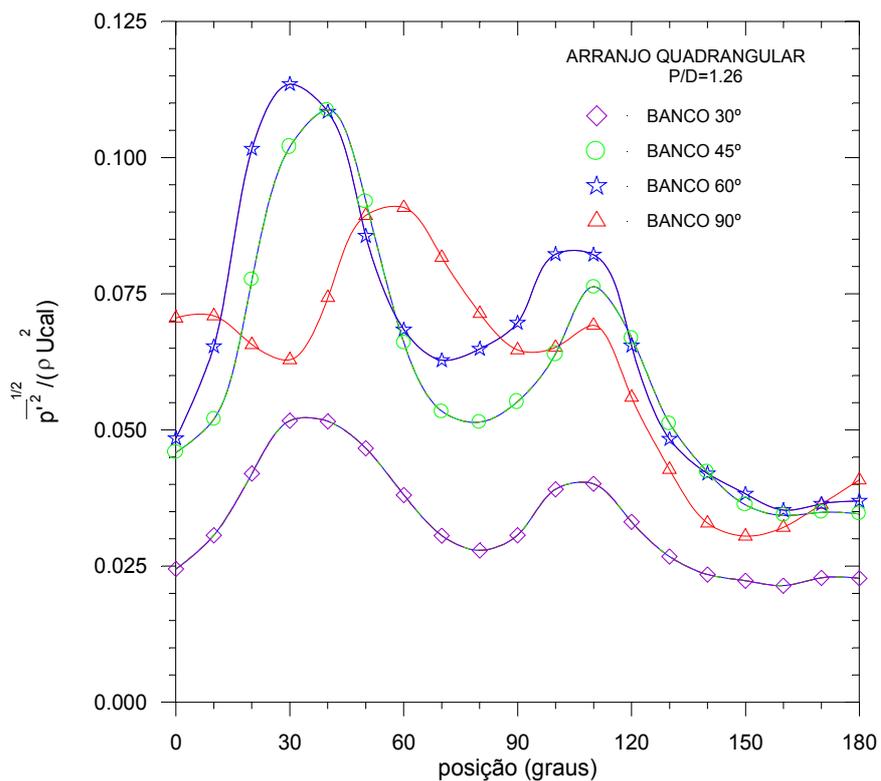


Figura 4.11 – Médias quadráticas das flutuações de pressão para bancos com diferentes ângulos em relação ao escoamento principal, adimensionalizadas com U_{cal} (linhas apenas para visualização).

4.5 Densidades Auto-espectrais das Flutuações de Pressão

As propriedades físicas do fluido e as velocidades características do escoamento, são as mesmas apresentadas na tabela A3 do apêndice A4.

As figuras 4.12 a 4.15 apresentam as densidades auto-espectrais das flutuações de pressão sobre o contorno do tubo instrumentado na terceira linha, para os quatro diferentes bancos de tubos investigados, para posições angulares variando de 0° a 180° . Os resultados experimentais são apresentados como uma função da frequência adimensional, na forma do número de Strouhal, definido com o diâmetro do tubo e com a velocidade medida na fenda estreita entre tubos (U_{med}).

Analisando a figura 4.12 verifica-se que o banco de tubos com inclinação de 90° , apresenta um decaimento de energia praticamente uniforme. Para a faixa de número de Strouhal de 1×10^{-2} a 1×10^{-1} , observa-se que as curvas para as diversas posições angulares medidas estão próximas. O espectro apresenta maior energia nas posições angulares de 60° e 90° , posições onde o escoamento proveniente da fila de tubos a montante incide conforme já observado no gráfico de valores RMS (figura 4.8). Para a faixa de valores do número de Strouhal abaixo de 1×10^{-1} o decaimento das curvas que representam as posições angulares de 150° e 180° são menos íngrimes que as demais.

As figuras 4.13 a 4.15 apresentam os espectros de flutuação de pressão para os bancos com inclinação de 60° , 45° e 30° , respectivamente. Diferentemente da uniformidade verificada no banco de 90° , os espectros para os bancos inclinados apresentam picos na faixa de número de Strouhal de 2×10^{-2} a 1×10^{-1} , verificando-se que, conforme o ângulo de incidência do escoamento aumenta, os picos aparecem para frequências adimensionais cada vez menores. O banco com inclinação de 45° (figura 4.14) é o que apresenta picos com maior energia na posição angular de 30° , coincidindo com o observado no gráfico de valores RMS. Os picos observados nos bancos com inclinação de 30° e 60° apresentam praticamente a mesma energia.

Em geral, todas as curvas para os diferentes bancos analisados têm as mesmas características quanto ao decaimento após o número de Strouhal de aproximadamente 2×10^{-1} até os valores de 1×10^0 . Nesta faixa os valores da energia auto-espectral são da mesma ordem. Para a faixa de valores de números de Strouhal abaixo de 2×10^{-2} , os decaimentos das curvas são menos íngrimes.

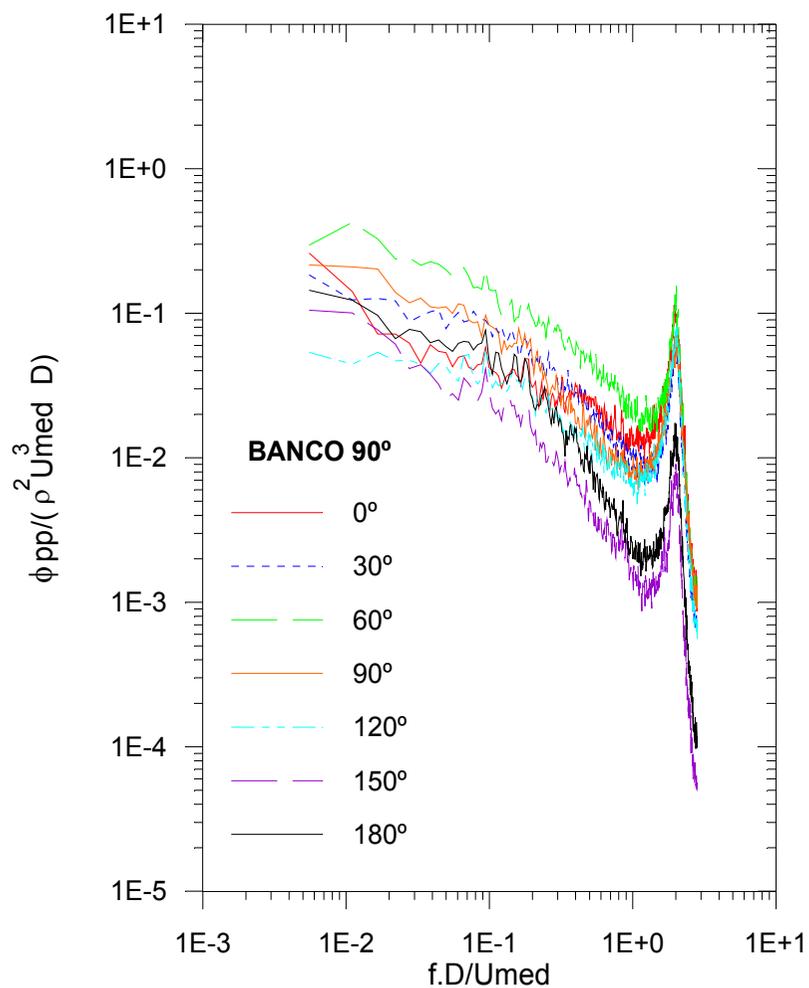


Fig. 4.12 – Densidades auto-espectrais das flutuações de pressão em diversas posições sobre o contorno do tubo instrumentado no interior do banco de tubos com inclinação de 90°.

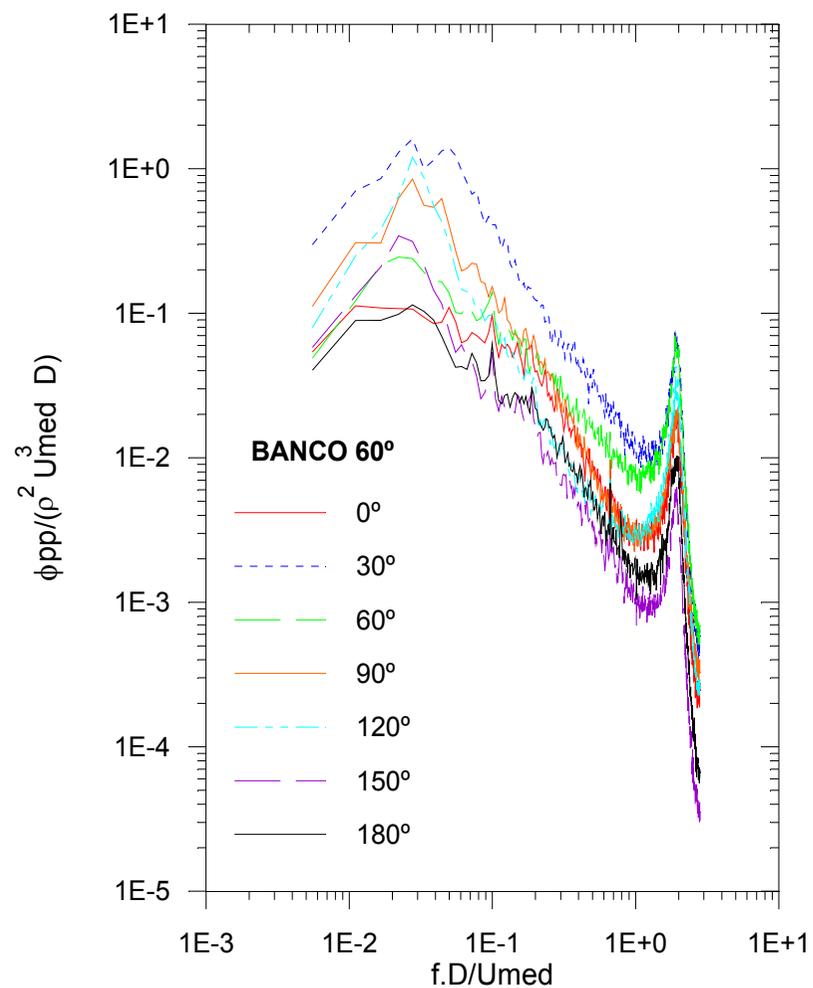


Fig. 4.13 – Densidades auto-espectrais das flutuações de pressão em diversas posições sobre o contorno do tubo instrumentado no interior do banco de tubos com inclinação de 60°.

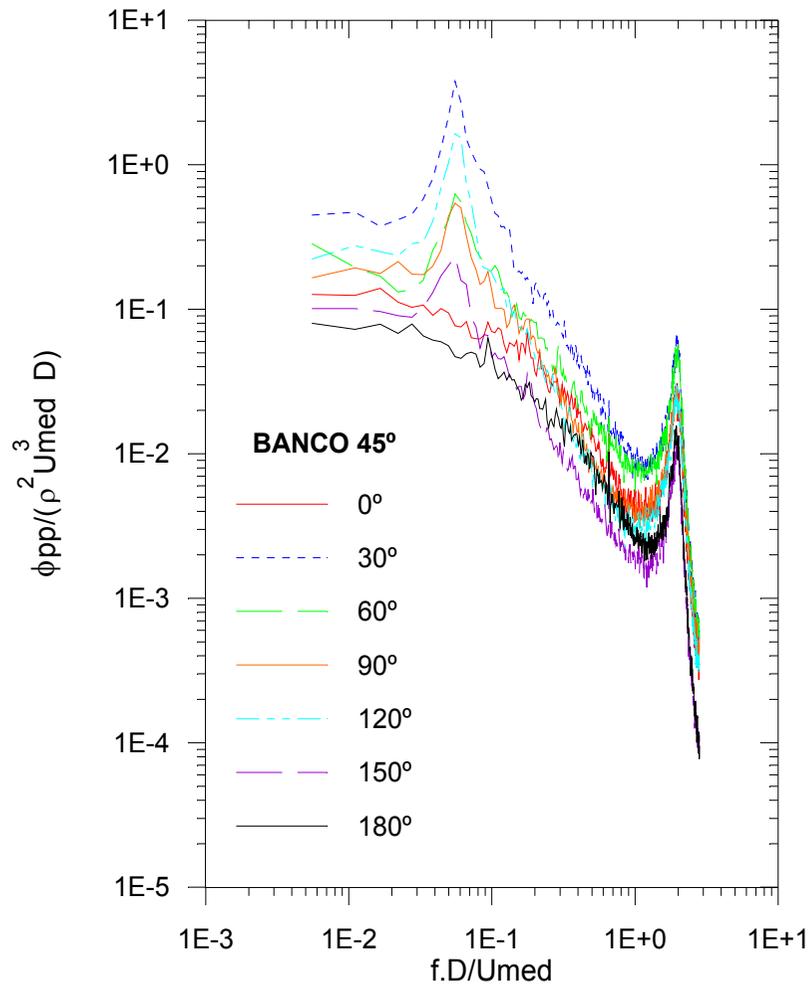


Fig. 4.14 – Densidades auto-espectrais das flutuações de pressão em diversas posições sobre o contorno do tubo instrumentado no interior do banco de tubos com inclinação de 45°.

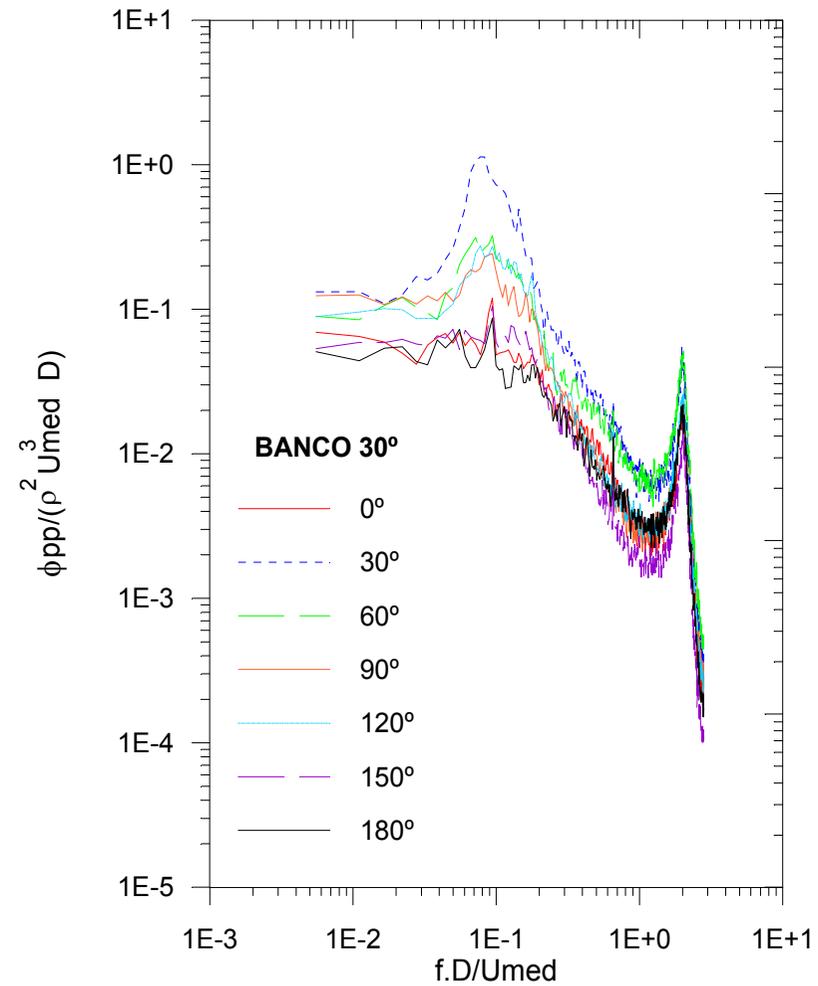


Fig. 4.15 – Densidades auto-espectrais das flutuações de pressão em diversas posições sobre o contorno do tubo instrumentado no interior do banco de tubos com inclinação de 30°.

Todas as curvas apresentadas para os diferentes ângulos de incidência apresentam picos de energia na faixa de frequências adimensionais de 1×10^0 a 2×10^0 . Estes valores correspondem à combinação de efeitos vibratórios da instalação e outros com origens diferentes da hidrodinâmica do escoamento, com a amplificação inerente causada pelo emprego de mangueiras entre a tomada de pressão e o sensor utilizado. Logo, estes picos podem ser desconsiderados da análise.

Com relação ao emprego das diferentes velocidades de adimensionalização, apresentadas no item 4.1, as figuras 4.16 a 4.19 apresentam os espectros de flutuações de pressão. Os resultados aqui apresentados utilizaram os mesmos dados contidos nas figuras anteriores deste item, porém foram representadas apenas as medições efetuadas com a tomada de pressão posicionada a 90° , ou seja, voltada para a fenda estreita entre os tubos, conforme pode ser visualizado na figura 3.13.

Enquanto o emprego da U_{ref} (figura 4.17) afasta as curvas para frequências adimensionais menores que 1×10^{-1} , a utilização de U_{per} (figura 4.18) afasta as curvas para frequências adimensionais menores que 4×10^{-1} . A U_{cal} (figura 4.19) afasta as curvas para frequências adimensionais superiores a 1×10^{-1} . Todas as velocidades características citadas salientam a influência que a inclinação do banco tem na energia das flutuações de pressão sobre o contorno dos tubos. O emprego de U_{med} (figura 4.16) agrupa as curvas tornando possível a identificação de um comportamento único para todas as curvas.

Para o conjunto de resultados apresentados, utilizando diferentes velocidades de adimensionalização, percebe-se que independente da velocidade empregada, as mesmas características principais dos espectros de flutuações de pressão avaliados puderam ser identificadas. No entanto, cada velocidade tornou mais claro um determinado aspecto, permitindo análises mais detalhadas de cada fenômeno e suas causas. Resultados estes que parecem coincidir com os apresentados por Endres, 1997, e Endres e Möller, 2001-b.

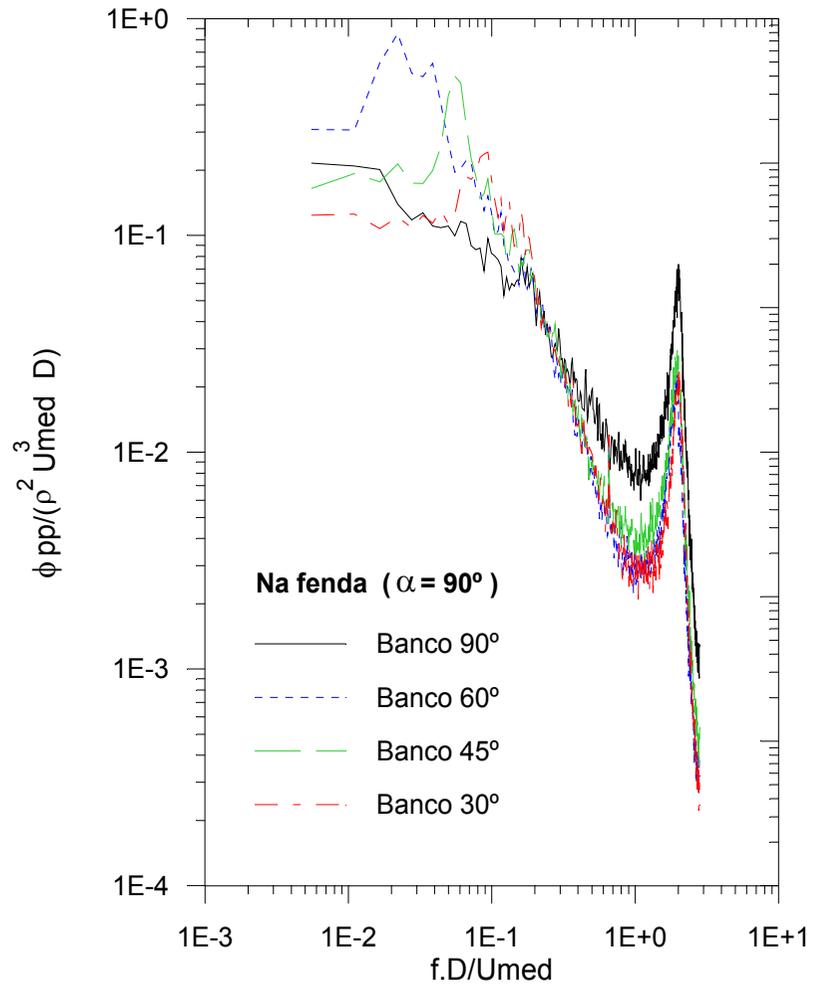


Fig. 4.16 – Densidades auto-espectrais das flutuações de pressão na parede dos tubos com a tomada a 90° , adimensionalizadas com U_{med} .

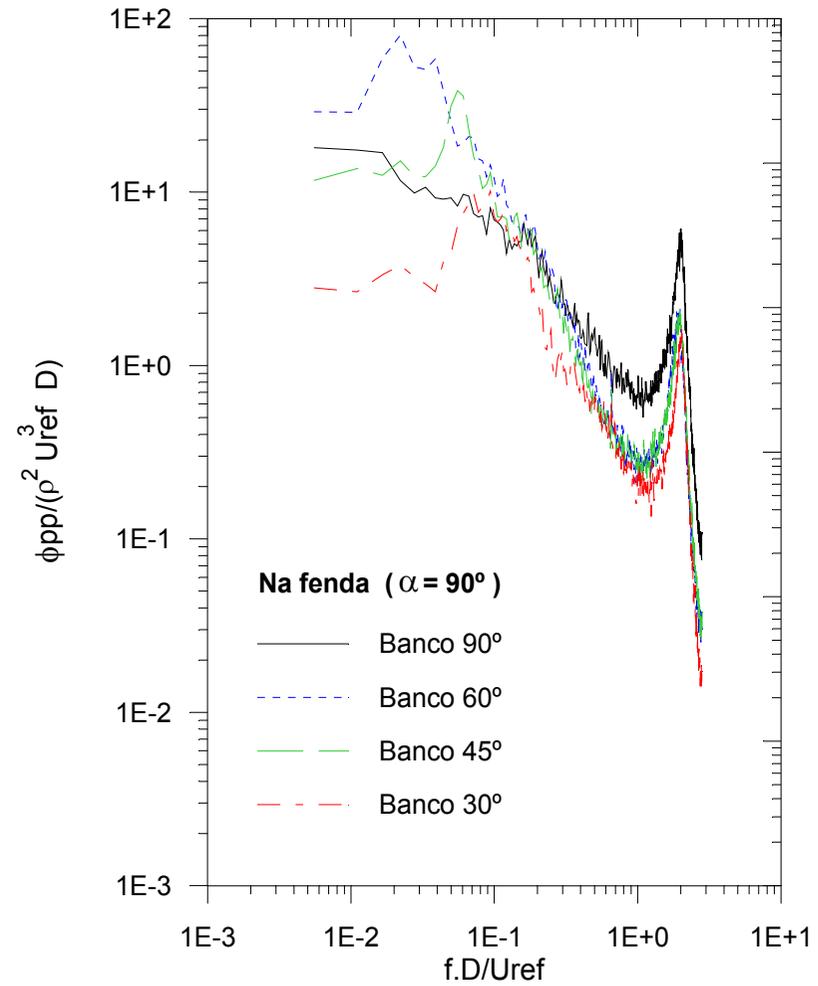


Fig. 4.17 – Densidades auto-espectrais das flutuações de pressão na parede dos tubos com a tomada a 90° , adimensionalizadas com U_{ref} .

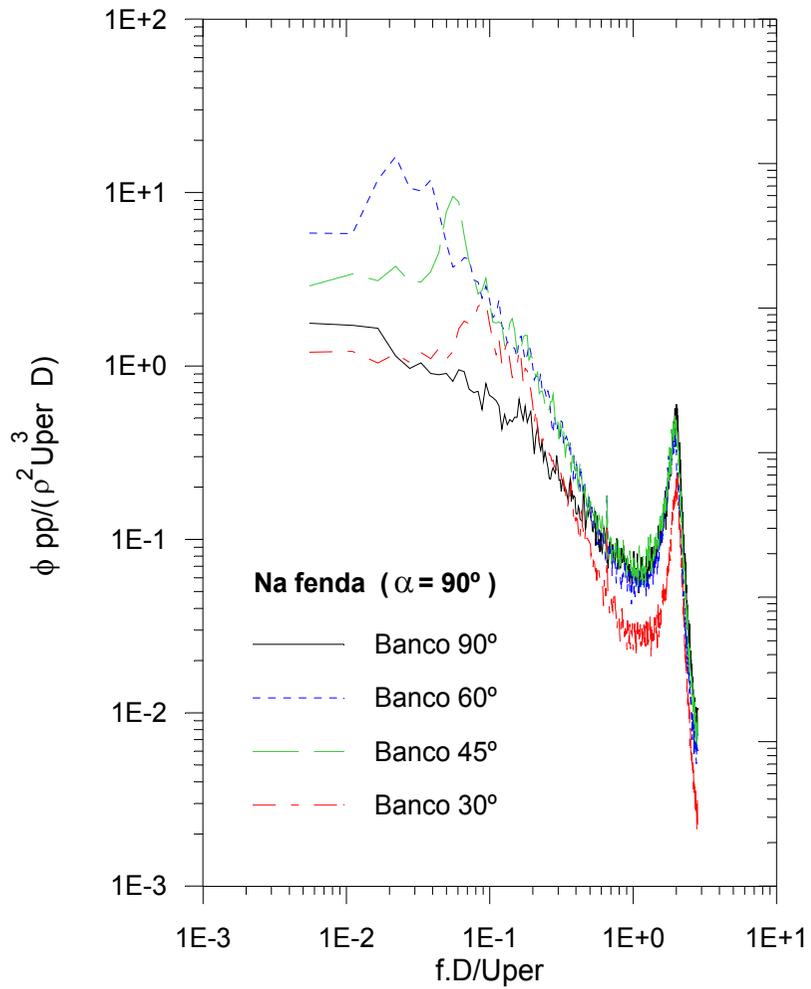


Fig. 4.18 – Densidades auto-espectrais das flutuações de pressão na parede dos tubos com a tomada a 90° , adimensionalizadas com U_{per} .

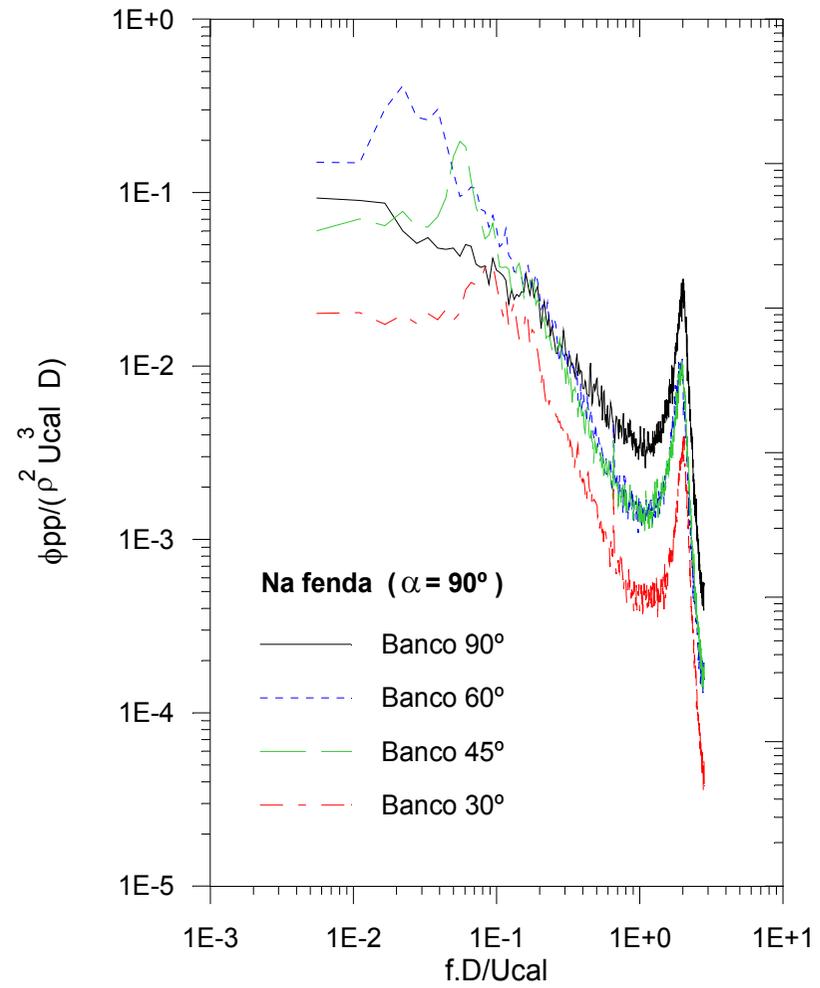


Fig. 4.19 – Densidades auto-espectrais das flutuações de pressão na parede dos tubos com a tomada a 90° , adimensionalizadas com U_{cal} .

4.5.1 Ajuste de curvas aos diagramas de densidades auto-espectrais das flutuações de pressão

Buscando identificar trechos de decaimento uniforme nos aspectos de densidades auto-espectrais foram utilizadas funções de ajuste do tipo:

$$\phi_{pp_{adm}} = a \cdot f_{a_{dim}}^b \quad (4.6)$$

onde

$$\phi_{pp_{adm}} = \frac{\phi_{pp}}{\rho^2 \cdot U^3 \cdot D} \text{ densidade auto-espectral adimensional};$$

ϕ_{pp} função de densidade auto-espectral calculada para as flutuações de pressão;

U é a velocidade característica do escoamento.

$$f_{a_{dim}} = \frac{f \cdot D}{U} \text{ frequência adimensional} = S \text{ (número de Strouhal)}$$

f = frequência

Os ajustes numéricos de funções de potência às densidades auto-espectrais para as medições de flutuações de pressão sobre os contornos dos tubos instrumentados para os quatro bancos de tubos em estudo, apresentaram boa concordância em relação aos pontos medidos. Os resultados obtidos estão apresentados na tabela 4.1, salientado para cada ajuste a faixa de frequência adimensional utilizada, pois para frequências fora desta faixa a qualidade dos ajustes diminui bastante.

A figura 4.22 apresenta a variação do expoente b , da equação 4.6, em função da inclinação do banco de tubos para velocidade medida na fenda entre os tubos (U_{med}) na faixa de frequência adimensional (f_{adm}) de 0,03 a 1,3. O expoente b representa a declividade das retas ajustadas aos gráficos de densidade auto-espectral das flutuações de pressão. Observa-se, que para os ângulos de incidência de 30°, 45° e 60° a declividade das retas ajustadas mantém-se praticamente constante, indicando que as curvas apresentam decaimento, praticamente, idênticos. Já o banco com o ângulo de incidência de 90° apresenta uma declividade menor que os demais bancos. O que pode ser facilmente visualizado na figura 4.21.

A representatividade dos dados experimentais é excelente na faixa de frequência adimensional ajustada tendo em vista a análise dos coeficientes de determinação (R^2) obtidos nos ajustes. As figuras 4.23 a 4.27 permitem confirmar visualmente esta afirmação, pois pode-se visualizar que as curvas ajustadas estão superpostas às curvas de densidades auto-espectrais.

Tabela 4.1 – Parâmetros a e b dos ajustes numéricos ($\phi_{pp_{a\ dim.}} = a \cdot f_{adm.}^b$) dos espectros de flutuações de pressão para os quatro diferentes bancos de tubos em estudo, em representação logarítmica.

		Banco 90°	Banco 60°	Banco 45°	Banco 30°
Adimensionalizado com U_{med} , para a faixa de frequência adimensional de 0,03 a 1,3	a	0.00844	0.00302	0.004	0.003147
	b	-0.94563	-1.5943	-1.4718	-1.58
	R^2	0.95	0.97	0.95	0.94
Adimensionalizado com U_{ref} , para a faixa de frequência adimensional de 0,03 a 1,2	a	-0.38043	0.26806	0.26446	0.23325
	b	-0.96993	-1.63800	-1.52213	-1.28769
	R^2	0.95	0.98	0.96	0.92
Adimensionalizado com U_{per} , para a faixa de frequência adimensional de 0,02 a 1,2	a	0.06782	0.05445	0.06762	0.03021
	b	-0.93770	-1.61609	-1.45701	-1.52621
	R^2	0.95	0.98	0.95	0.92
Adimensionalizado com U_{cal} , para a faixa de frequência adimensional de 0,02 a 1,3	a	0.00368	0.00148	0.00149	0.00053
	b	-0.91767	-1.5775	-1.41545	-1.49919
	R^2	0.95	0.97	0.94	0.92

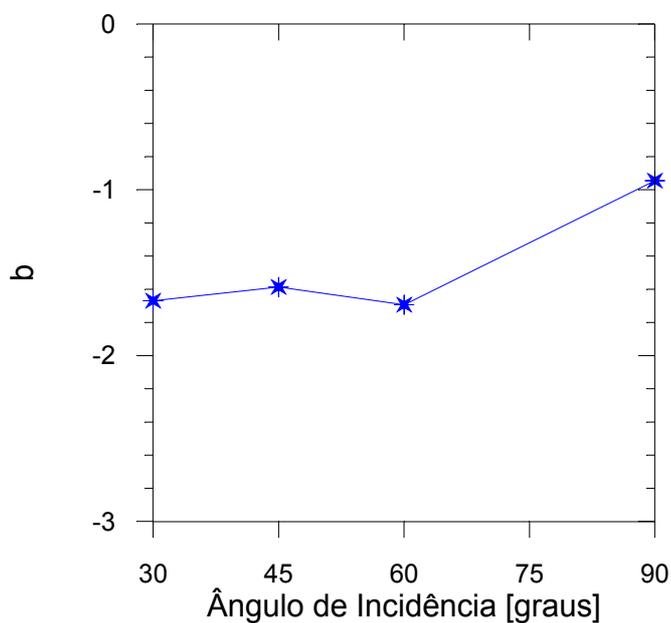


Figura 4.20 – Variação do expoente b (em $\phi_{pp_{a\ dim.}} = a \cdot f_{adm.}^b$) em função da inclinação do banco de tubos adimensionalizado com U_{med} para a faixa de frequência de 0,03 a 1,3.

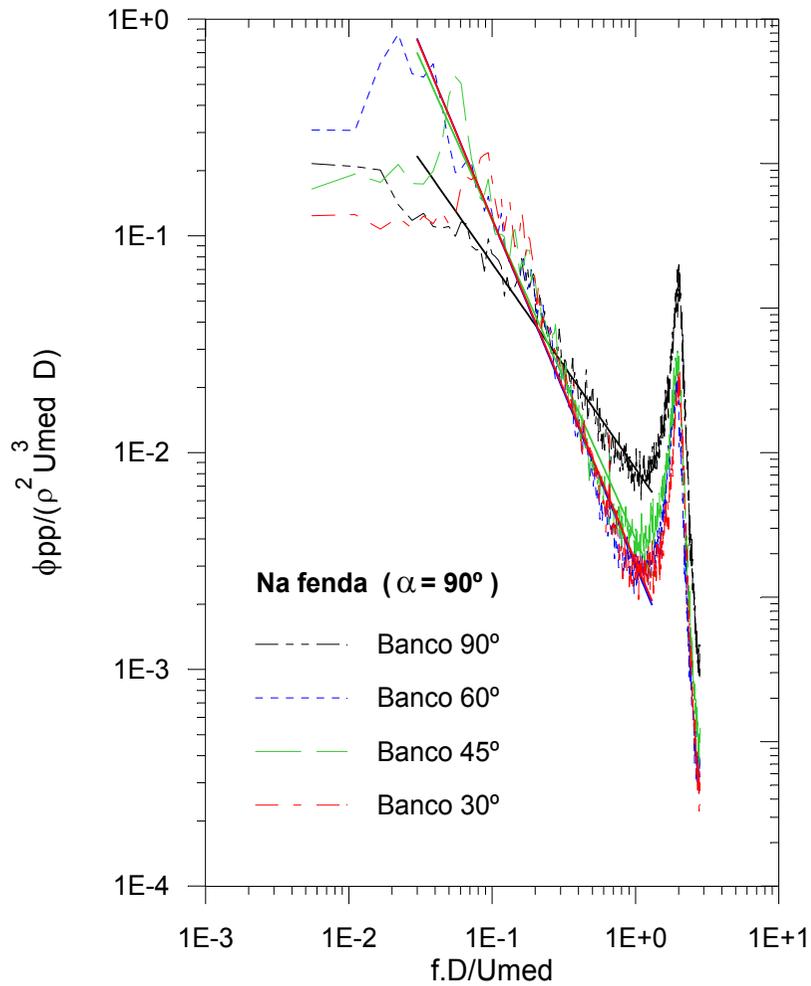


Fig. 4.21 – Traçado dos ajustes $\phi_{pp_{a\ dim.}} = a \cdot f_{adm.}^b$ (linhas cheias) sobre os diagramas dos espectros calculados, adimensionalizados com U_{med} .

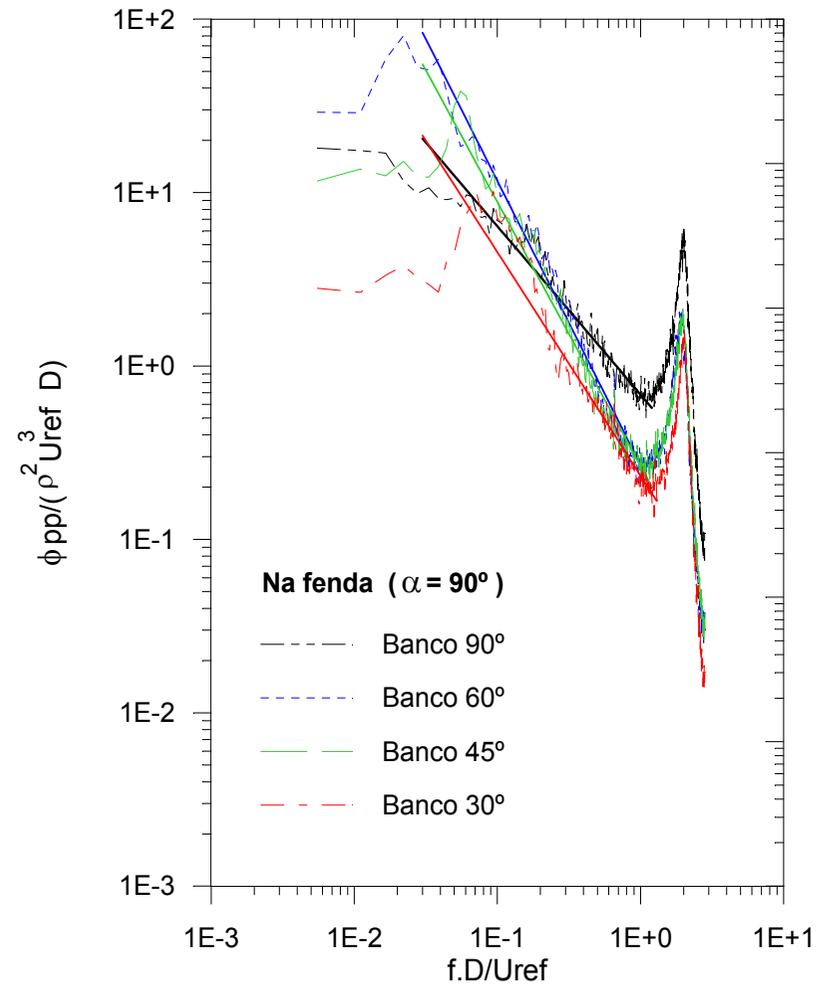


Fig. 4.22 – Traçado dos ajustes $\phi_{pp_{a\ dim.}} = a \cdot f_{adm.}^b$ (linhas cheias) sobre os diagramas dos espectros calculados, adimensionalizados com U_{ref} .

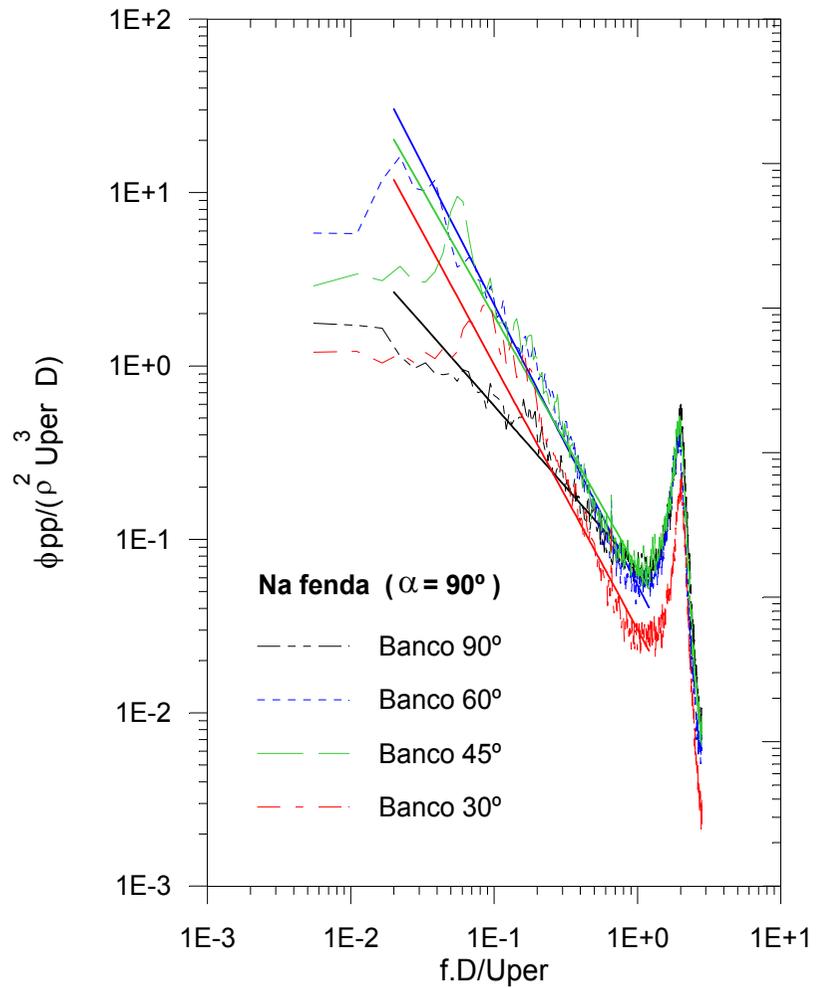


Fig. 4.23 – Traçado dos ajustes $\phi_{pp_{a\ dim.}} = a \cdot f_{adm.}^b$ (linhas cheias) sobre os diagramas dos espectros calculados, adimensionalizados com U_{cal} .

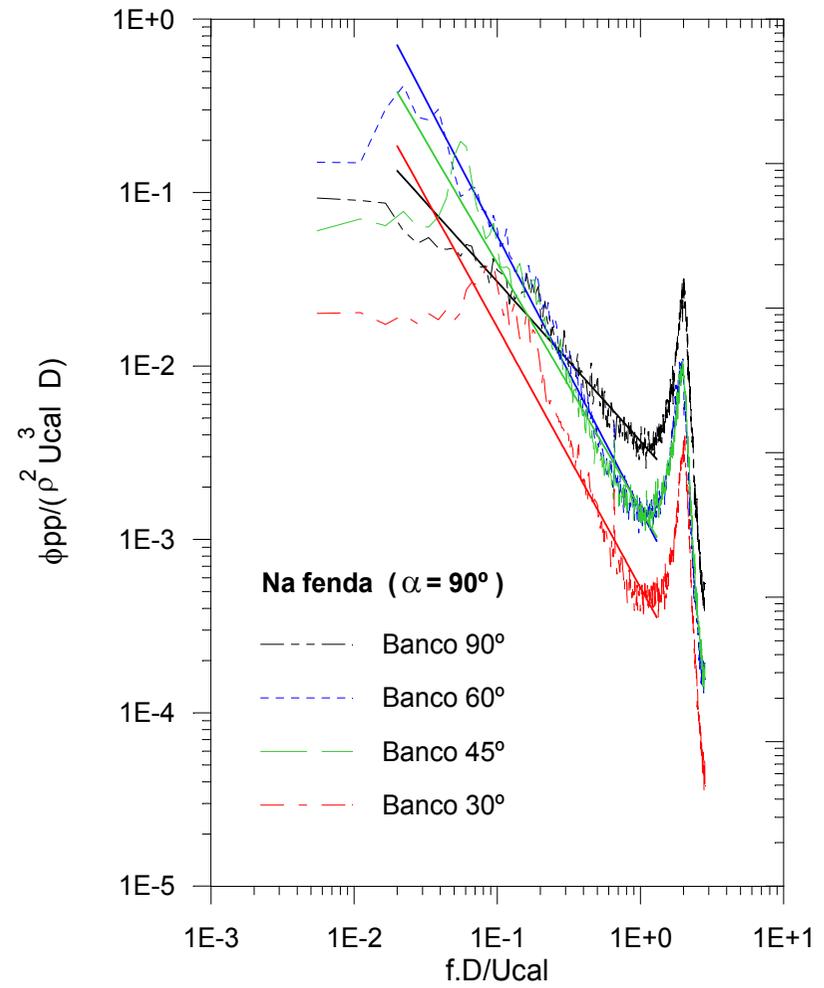


Fig. 4.24 – Traçado dos ajustes $\phi_{pp_{a\ dim.}} = a \cdot f_{adm.}^b$ (linhas cheias) sobre os diagramas dos espectros calculados, adimensionalizados com U_{per} .

4.6 Densidades Auto-espectrais das Flutuações de Velocidade

As figuras 4.25 a 4.29 apresentam os espectros de flutuações de velocidade adimensionalizados com a velocidade medida (U_{med}) no interior dos bancos de tubos investigados. As medições foram realizadas com uma sonda de anemometria de fio quente reta posicionada no centro da fenda estreita entre os tubos da terceira linha, como pode ser observado na figura 3.13.

A figura 4.27 apresenta o espectro das flutuações de velocidade no banco de tubos com inclinação de 90° , apresentando um decaimento uniforme sem picos significativos. No entanto, picos aparecem no espectro de flutuações de velocidade dos demais bancos, aproximadamente nos mesmos valores de números de Strouhal encontrados nos espectros de flutuação de pressão (figuras 4.16 a 4.19).

O espectro das flutuações de velocidade no banco de tubos com inclinação de 45° apresenta dois picos significativos, para os seguintes números de Strouhal 6×10^{-2} e 1×10^{-1} , sendo o primeiro com maior energia. Observa-se, ainda, que a energia contida no espectro das flutuações de velocidade neste banco é superior à dos demais, até um número de Strouhal de aproximadamente 2×10^1 .

O espectro das flutuações de velocidade dos bancos com inclinação de 30° e 60° (figuras 4.26 e 4.28) apresentam picos nos números de Strouhal $1,9 \times 10^{-1}$ e $3,6 \times 10^{-2}$. O espectro das flutuações de velocidade para o banco com inclinação de 30° difere dos demais na faixa de números de Strouhal de 5×10^{-3} a 1×10^{-1} .

Analisando em conjunto os gráficos dos espectros de flutuação de velocidade, percebe-se que quando o ângulo de incidência do escoamento aumenta, a declividade ou decaimento das curvas diminui suavemente, em relação uma às outras. De uma forma geral as curvas apresentam um comportamento semelhante na faixa de números de Strouhal de 1×10^{-1} a 2×10^0 .

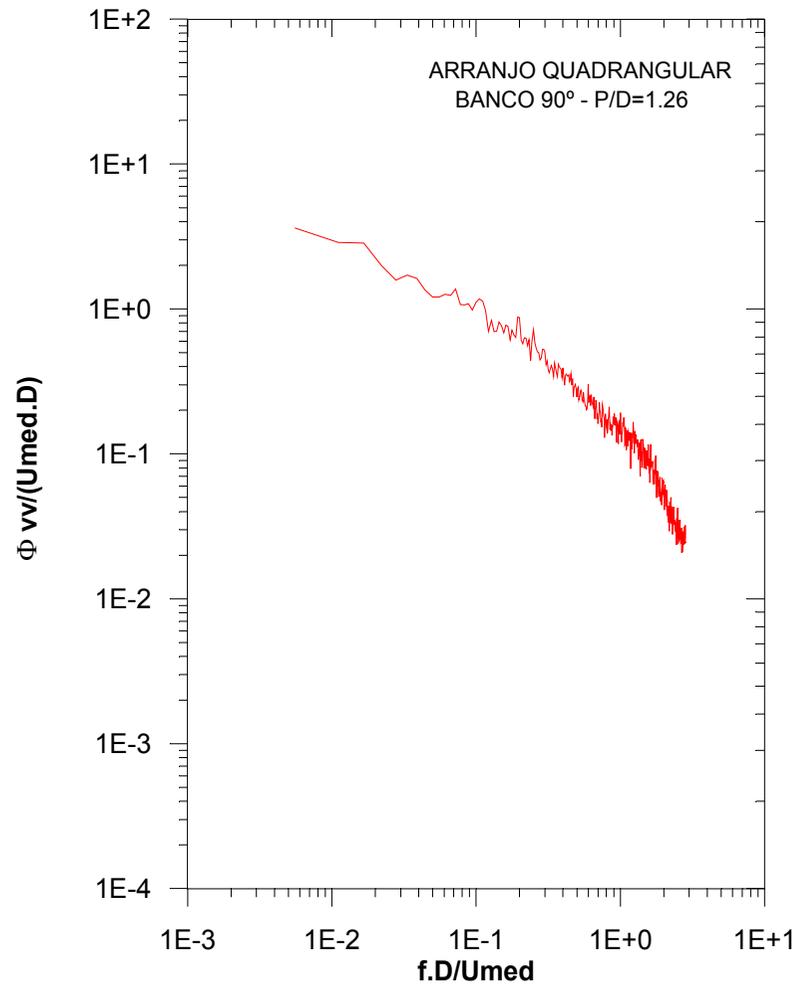


Fig. 4.25 - Espectro de flutuações de velocidade na fenda estreita entre os tubos centrais da terceira linha, para o banco de tubos com inclinação de 90°, adimensionalizado com U_{med} .

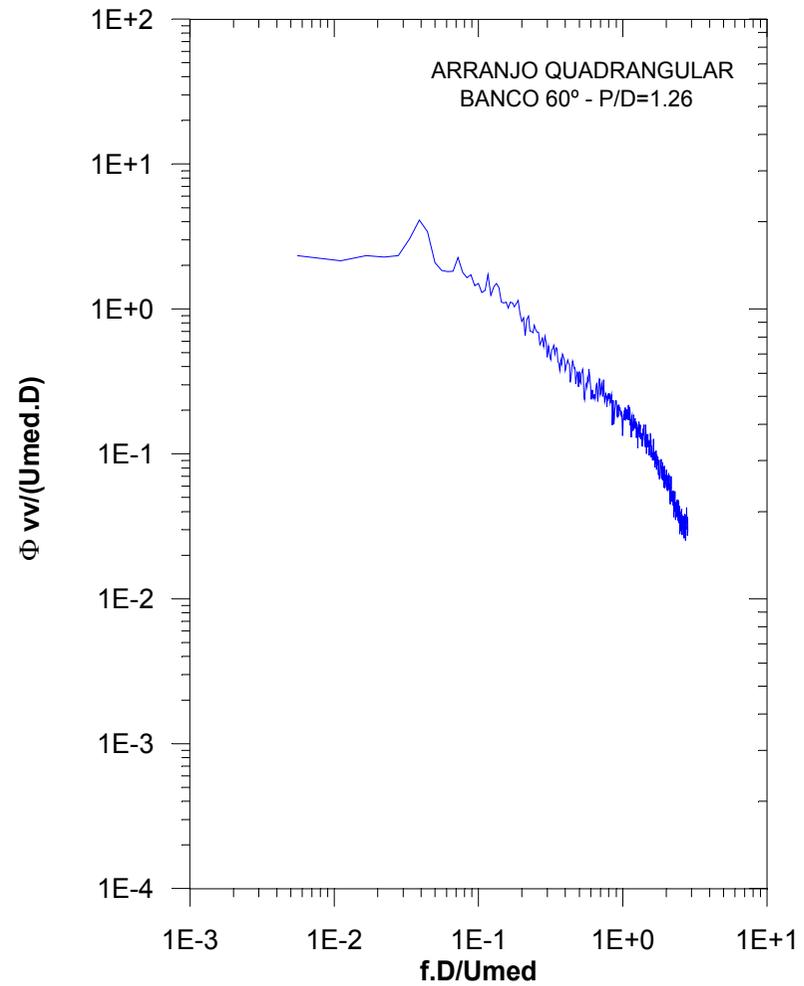


Fig. 4.26 - Espectro de flutuações de velocidade na fenda estreita entre os tubos centrais da terceira linha, para o banco de tubos com inclinação de 60°, adimensionalizado com U_{med} .

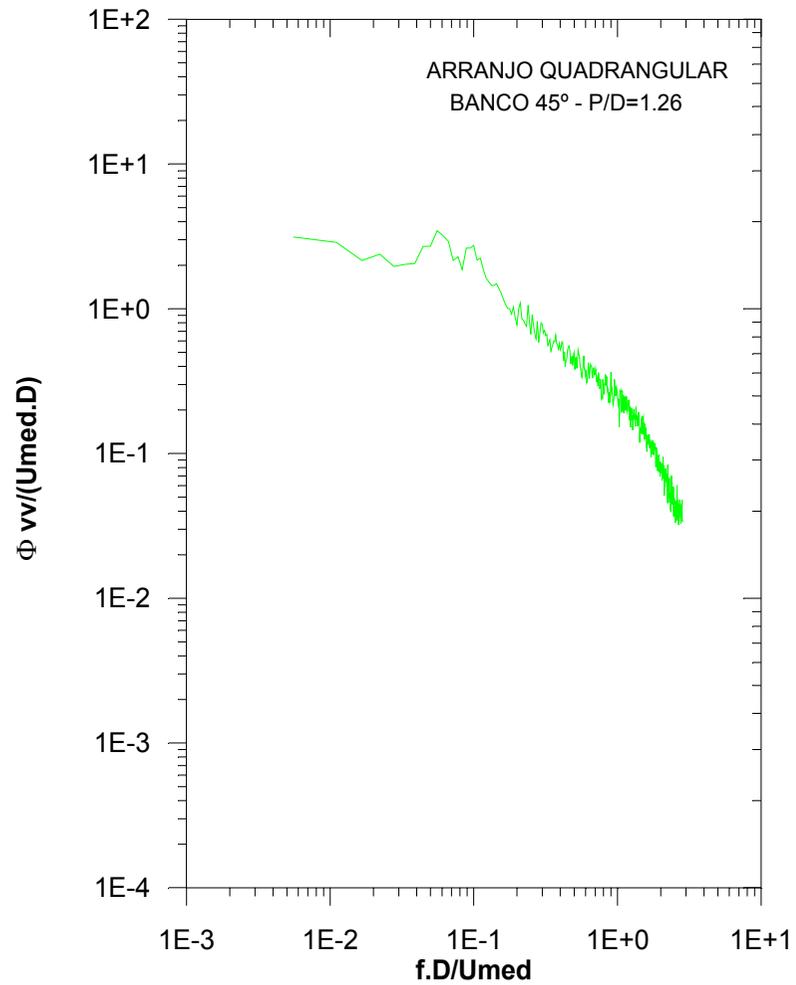


Fig. 4.27 – Espectro de flutuações de velocidade na fenda estreita entre os tubos centrais da terceira linha, para o banco de tubos com inclinação de 45°, adimensionalizado com U_{med} .

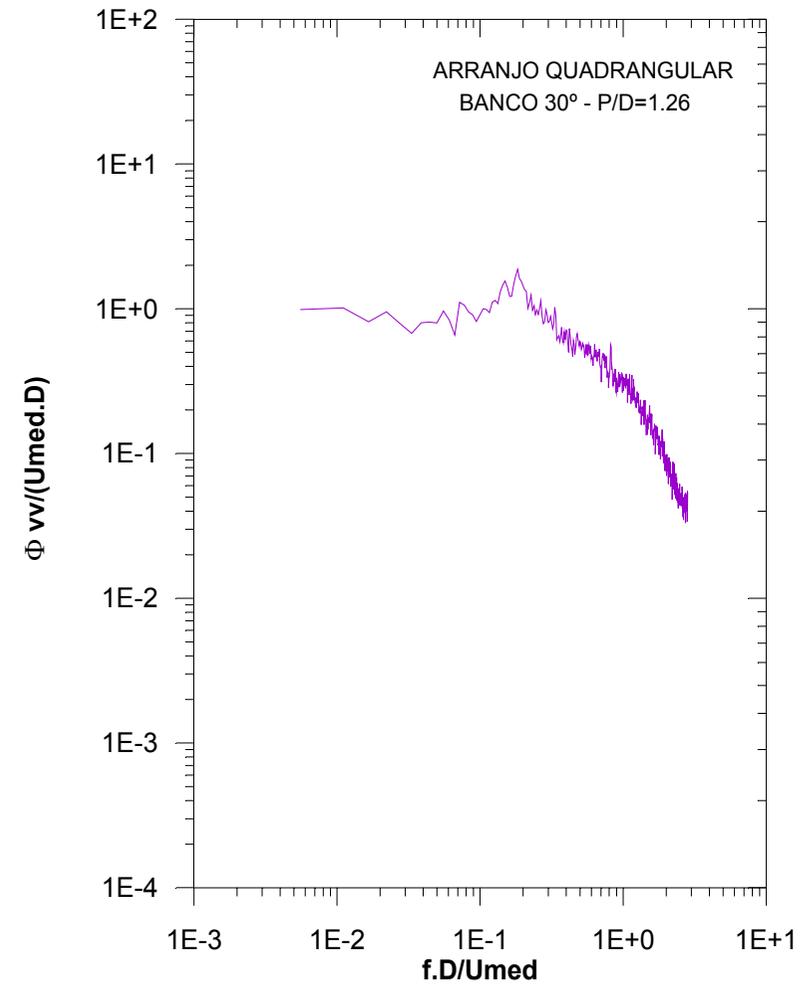


Fig. 4.28 - Espectro de flutuações de velocidade na fenda estreita entre os tubos centrais da terceira linha, para o banco de tubos com inclinação de 30°, adimensionalizado com U_{med} .

4.7 Correlações Cruzadas entre Flutuações de Velocidade e Flutuações de Pressão

A partir da medição simultânea das flutuações de velocidade e de pressão, com a sonda do anemômetro localizada no centro da passagem mais estreita entre o tubo instrumentado e o tubo vizinho lateral, e com a tomada de pressão na posição relativa a 90° (figura 3.13), foram calculadas as correlações cruzadas apresentadas nas figuras 4.29 a 4.32.

A correlação cruzada medida no banco com ângulo de incidência de 90° (figura 4.32) apresenta um vale com valor negativo. A magnitude deste pico aumenta no banco com inclinação de 60° (figura 4.31), quando algumas oscilações começam a aparecer. Essas oscilações são muito claras nos bancos com inclinação de 30° (figura 4.29) e 45° (figura 4.30). As frequências dessas oscilações são de, aproximadamente, 40 Hz para o banco com inclinação de 60° , 50 Hz para o banco com inclinação de 45° e 130 Hz para o banco com inclinação de 30° e correspondem aos números de Strouhal dos picos encontrados nos espectros das flutuações de pressão e velocidade.

As maiores oscilações ocorrem para o banco com inclinação de 45° , onde o espectro apresenta maior energia. Levando em conta que essas oscilações aparecem somente nos bancos de tubos inclinados, podem ser atribuídas ao fenômeno que ocorre com a mudança das características do escoamento, quando comparadas ao banco 90° . Como uma mudança na direção do escoamento ocorre quando ele passa em torno dos tubos inclinados, efeitos tridimensionais são gerados antes e após os tubos com uma certa frequência dominante, provavelmente associada a efeitos de recirculação. Matsumoto, 1999, também salientou esta mudança nas características do escoamento em seu trabalho.

A interpretação dos fenômenos estudados aqui está diretamente ligada aos gráficos de correlação cruzada, pois quando o ângulo de incidência do escoamento diminui, fortes efeitos tridimensionais aparecem. Esses efeitos, caracterizados pelas oscilações na correlação cruzada para o ângulo de incidência de 45° , parecem desaparecer se o ângulo de incidência continuasse a ser reduzido.

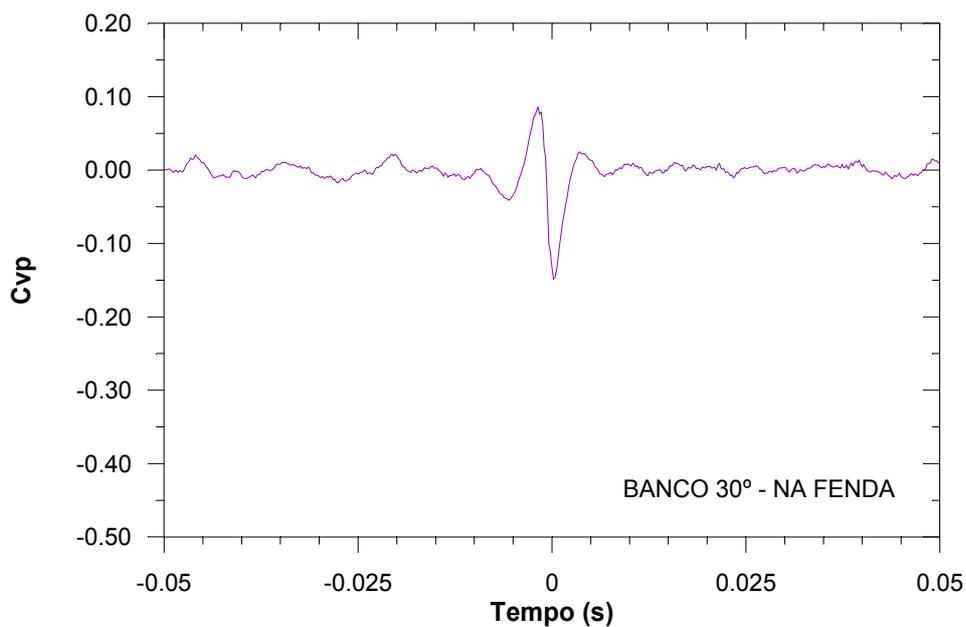


Figura 4.29 - Correlação cruzada entre flutuações de velocidade e de pressão medidas simultaneamente na fenda, para o banco de tubos com inclinação de 30°.

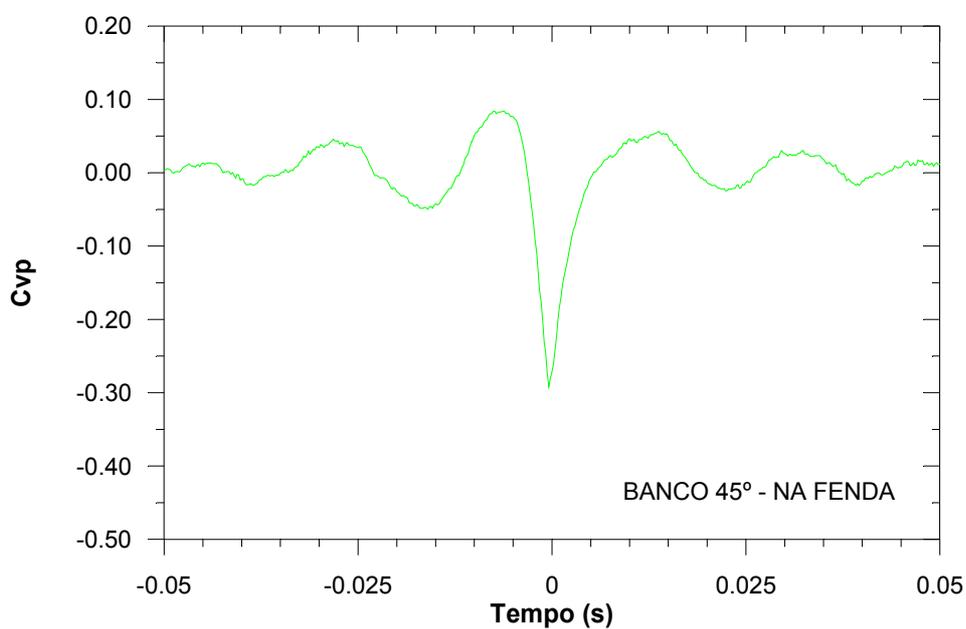


Figura 4.30 - Correlação cruzada entre flutuações de velocidade e de pressão medidas simultaneamente na fenda, para o banco de tubos com inclinação de 45°.

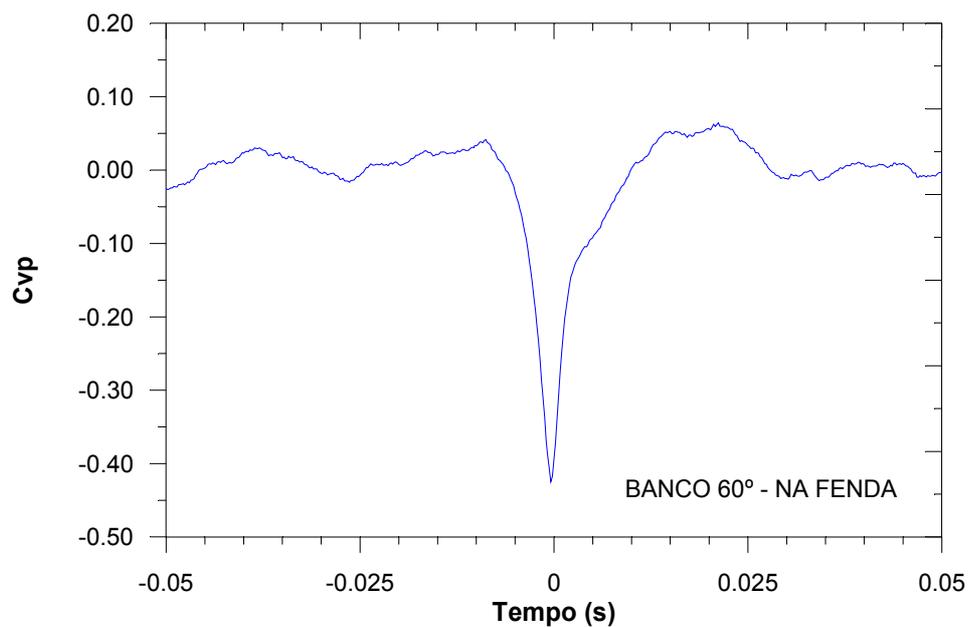


Figura 4.31 - Correlação cruzada entre flutuações de velocidade e de pressão medidas simultaneamente na fenda, para o banco de tubos com inclinação de 60°.

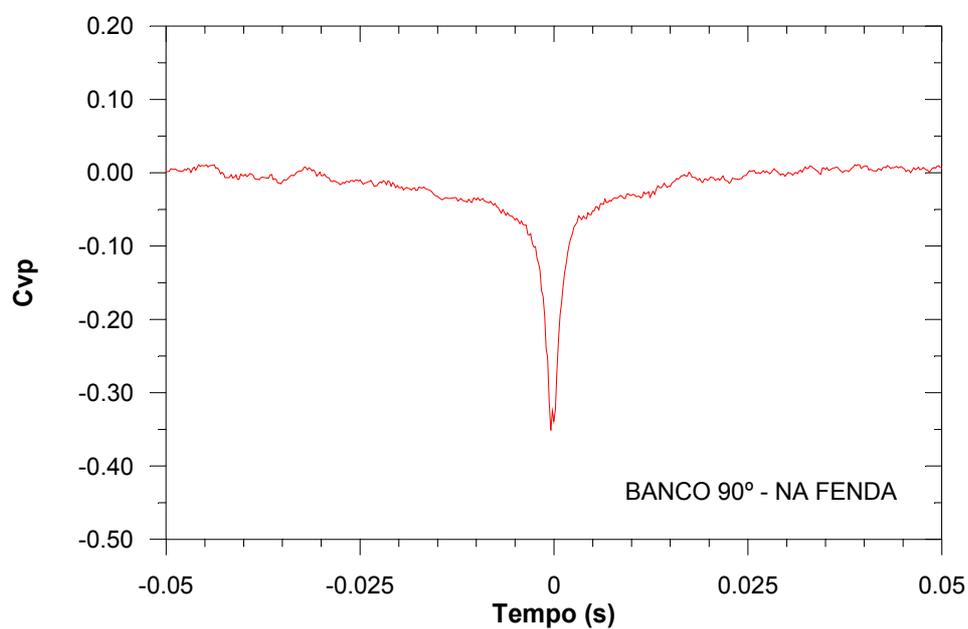


Figura 4.32 - Correlação cruzada entre flutuações de velocidade e de pressão medidas simultaneamente na fenda, para o banco de tubos com inclinação de 90°.

5 CONCLUSÕES

O objetivo deste trabalho foi realizar um estudo experimental da distribuição de pressão na parede e do comportamento das flutuações de velocidade e pressão no interior de bancos de tubos inclinados dispostos em arranjo quadrangular submetidos a escoamento turbulento. Para este fim, medições de pressão média, flutuações de velocidade e pressão no contorno de um tubo instrumentado no interior de bancos de tubos foram realizadas para diferentes ângulos de incidência (30°, 45°, 60° e 90°). Resultados adimensionais de pressão média, flutuações de pressão e flutuações de velocidade foram obtidos por meio da técnica anemometria de fio quente e com uso de transdutor de pressão.

Através da análise do campo de pressão na parede lateral dos quatro bancos de tubos foi possível concluir que as linhas isobáricas não são paralelas aos eixos dos tubos indicando que o gradiente de pressão não é perpendicular aos tubos, nem paralelo à direção principal do escoamento.

As médias quadráticas das flutuações de pressão indicam uma distribuição mais uniforme das cargas dinâmicas em torno dos tubos, dos bancos de tubos com inclinações de 30° e 90°. Analisando as curvas adimensionalizadas com o emprego da velocidade medida na fenda estreita entre os tubos, os bancos com inclinação de 30°, 45° e 60° apresentam um comportamento semelhante entre si, em toda região analisada. Já o banco de 90° se assemelha às demais somente a partir da posição angular de 90°. Os pontos máximos encontrados na faixa de 0° a 110° é onde o jato preferencial da linha de tubos a montante incide, já os pontos máximos encontrados nas posições angulares na faixa entre 80° e 120° indicam a ocorrência do fenômeno da separação da camada limite.

Os resultados dos espectros de flutuação de pressão em torno do tubo instrumentado apresentam as mesmas características quanto ao decaimento na faixa de números de Strouhal de 2×10^{-1} a 1×10^0 . Nesta faixa os valores da energia auto-espectral são da mesma ordem. Para a faixa de valores de números de Strouhal abaixo de 2×10^{-2} os decaimentos das curvas são menos íngrimes e observa-se a existência de picos principalmente nos bancos com inclinação de 30°, 45° e 60°. Verifica-se que, conforme o ângulo de incidência do escoamento aumenta, os picos aparecem para frequências adimensionais cada vez menores. O banco com inclinação de 45 graus é o que apresenta picos com maior energia na posição angular de 30°. Os picos observados nos bancos com inclinação de 30° e 60° apresentam praticamente a mesma energia.

Nos espectros de flutuação de velocidade observa-se que a declividade ou decaimento das curvas diminui suavemente quando o ângulo de incidência do escoamento aumenta. Picos aparecem aproximadamente para os mesmos valores de números de Strouhal encontrados nos espectros de flutuações de pressão.

Os coeficientes de correlação cruzada indicam que quando o ângulo de incidência do escoamento diminui fortes efeitos tridimensionais aparecem. Esses efeitos caracterizados pelas oscilações na correlação cruzada para o ângulo de incidência de 45° parecem desaparecer se o ângulo de incidência continuasse a ser reduzido.

5.1 Recomendações para Trabalhos Futuros

Os trabalhos até realizados poderão ter continuidade seguindo, pelo menos, duas linhas principais:

1. Trabalhar com o mesmo espaçamento relativo porém com tubos de maiores diâmetros, o que permitiria um maior espaço livre para o deslocamento do sensor de velocidade entre os tubos e a montagem do sensor de pressão faceado com o escoamento, possibilitando confirmar e complementar as conclusões sobre as medições aqui efetuadas;
2. Utilizar um sistema motor-ventilador que permitisse estabelecer escoamentos com diferentes valores do número de Reynolds. Desta forma seria possível identificar a influência de mais um parâmetro no comportamento geral dos campos de pressões no interior dos bancos de tubos.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Achenbach, E., 1968. Distribution of local pressure and skin friction around a circular cylinder in cross flow up to $Re=5 \times 10^6$. **Journal of Fluid Mechanics**, v. 34, pp. 625-639.

Achenbach, E., 1969. Investigation on the flow through a staggered tube bundle at Reynolds numbers up to $Re=10^7$. **Wärme-und Stoffübertragung**, v. 2, pp. 47-52.

Achenbach, E., 1991. Heat transfer from smooth and rough in-line tube banks at high Reynolds number. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 34, n.1, pp. 199-207.

Achenbach, E., 1971. On the cross flow through in-line tube banks with regard to the effect of surface roughness. **Wärme-und Stoffübertragung**, v. 4, pp. 152-155.

Achenbach, E., 1977. The effect of surface roughness on the heat transfer from a circular cylinder to the cross flow of air. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 20, pp. 359-369.

Achenbach, E., 1975. Total and local heat transfer from a smooth circular cylinder in cross flow at high Reynolds number. International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 18, pp. 1387-1395.

Arie, M., Kiya, M., Moriya, M., Mori, H., 1983. Pressure fluctuations on the surface of two circular cylinders in tandem arrangement. **Journal of Fluids Engineering**, v. 105, pp. 161-167.

Bendat, J. S., Piersol, A. G., 1986. **Random data: analysis and measurement procedures**. 2nd ed. New York: John Wiley & Sons.

Blevins, R. D., 1990. **Flow induced vibrations**. 2nd ed. New York: Van Nostrand Reinhold.

Böttgenbach, H., 1977. **Messungen von Strömungsfeldern in engen Stabbündeln zur Überprüfung einer anisotropen Strömungsfeldertheorie**. Dissertation, Bochum: Ruhr-Universität Bochum.

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

DANTEC, 1992. **Constant temperature anemometer** – Equipment Catalogue.

Endres, L. A. M., 1997. **Análise experimental do campo de pressões flutuantes em banco de tubos submetidos a escoamento transversal turbulento**. Tese de Doutorado, Porto Alegre: PROMEC/UFRGS, Brasil, 1997.

Endres, L. A. M., Möller, S. V., 1994. Estudo experimental da influência de conexões entre tomadas e transdutores de pressão. In: **Simpósio Latino Americano Sobre Tubulações e Vasos de Pressão**, 2., Gramado. Anais... : ABCM, Comissão de Tubulações e Vasos de Pressão, v. 1, pp. 416-424.

Endres, L. A. M., Möller, S. V., 1996. Flutuações de Pressão nas Paredes de um Banco de Tubos com Escoamento Turbulento. In: **VI Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciências Térmicas, Florianópolis**. Anais...: p. 865-870.

Endres, L. A. M., Möller, S. V., 2001a. On the fluctuating wall pressure field in tube banks. **Nuclear Engineering e Design**, v. 203, pp. 13-26.

Endres, L. A. M., Möller, S. V., 2001b. Looking for correct dimensionless parameters for tube-bank flow analysis. **Journal of Fluids and Structures**, v.15

Endres, L. A. M., Möller, S. V., 1997. Some characteristics of the fluctuating wall pressure field in tube banks. In: **International Conference on Structural Mechanics in Reactor Technology**, Transactions. Lyon: 14th., SMiRT, v. 6, pp. 161-172.

Endres, L. A. M., Silva, C., Möller, S. V., 1995. Experimental study of static and dynamic fluid flow loads in tube banks, In: **International Conference on Structural Mechanics in Reactor Technology**, Transactions. Porto Alegre: 13th., SMiRT, vol. 4, pp. 451-456.

ENDEVCO, 1981. **Piezoresistive pressure transducer: s. 8506**. Anaheim.

- Fitzpatrick, J. A., Donaldson, I. S., Mcknight, W. 1988. Strouhal numbers for flows in deep tube array models. **Journal of Fluids and Structures**, v. 2, pp. 145-160.
- Fitzpatrick, J. A., Donaldson, I. S., 1980. Row depth effects on turbulence spectra and acoustic vibrations in tube banks. **Journal of Sound and Vibration**, v. 72, n. 2, pp. 225-237.
- Grimison, E. D., 1937. Correlation and utilization of new data on flow resistance and heat transfer for cross flow of gases over tube banks. In: **American Society of Mechanical Engineers**, New York. Transactions: Process Industries Division, pp. 583-594.
- Grover, L. K., Weaver, D. S., 1978a. Cross-flow induced vibrations in a tube bank - vortex shedding. **Journal of Sound and Vibration**, v. 59, n. 2, pp. 263-276.
- Grover, L. K., Weaver, D. S., 1978b. Cross-flow induced vibrations in a tube bank - turbulent buffeting and fluid elastic instability. **Journal of Sound and Vibration**, v. 59, n. 2, pp. 277-294.
- Igarashi, T., 1980. Flow characteristics around two circular cylinders in tandem arrangement (part I). **Transactions of the JSME**, v. 46, n. 406, pp. 1026-1036, (in japanese).
- Incropera, F. P., Dewitt D. P., 1992. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. Rio de Janeiro, LTC.
- Hinze, J. O., 1959. **Turbulence**, New York, Mc Graw-Hill.
- Hopper, J. D., 1980. **Fully developed turbulent flow through a rod cluster**, Ph.D Thesis, Australia: School of Nuclear Engineering, University of NSW.
- Knudsen, J. G., Katz, D. L., 1958. **Fluid dynamics and heat transfer**. Michigan: University Press.
- Kreith F., 1977. Princípios da transmissão de calor. São Paulo, Edgard Blücher.**
- Lin, W. W., Lee, D. J., 1997. Second-law analysis on a pin-fin array under cross-flow. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 40, n. 8, pp. 1937-1945.

- Matsumoto, M., 1999. Vortex shedding of bluff bodies: a review. **Jornal of Fluids and Structures**, v. 13, pp. 791-811.
- Moffat, R. J., 1988. Describing the uncertainties in experimental results. **Experimental thermal and Fluid Science**, v. 1, pp. 3-17.
- Möller, S. V., 1982. **Experimental Determination of the Local Heat Transfer Coefficient in a Closely Packed Pin Arrangement**. Jül - Spez - 173, Kernforschungsanlage - Jülich, Jülich.
- Möller, S. V., 1988. **Experimentelle Untersuchung der Vorgänge in engen Spalten zwischen den Unterkanälen von Stabbündeln bei turbulenter Strömung**. Dissertation, Karlsruhe : Universität Karlsruhe. [também KfK 4501, Kernforschungszentrum Karlsruhe, Karlsruhe, 1989.]
- Möller, S. V., Endres, L. A. M., Escobar, G., 1999. Wall pressure field in a tube bank after a baffle plate. In: **International Conference on Structural Mechanics in Reactor Technology**, Transaction. Seoul: 15th SMiRT, vol. 7, pp. 265-272,.
- Möller, S. V., Qassim, R.Y., 1985. A constitutive model for the flow through rod bundles and the verification of its aplicability, **Nuclear Engineering and Design**, v. 88, pp. 1-9.
- Nakagawa, K., Kishida, K., Igarashi, K., 1998. Vortex-induced oscillation and lift of yawed circular cylinder in cross flow. **Journal of Fluids and Structures**, v.12, pp.759-777.
- Nishimura, T., Itoh, H., Miyashita, H., 1993. The influence of tube layout on flow and mass transfer characteristics in tube banks in the transitional flow regime. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 36, n. 3, pp. 553-563.
- Oengören, A., Ziada, S., 1998. An in-depth study of vortex shedding, acoustic resonance and turbulent forces in normal triangle tube arrays. **Jounal of Fluids and Structures**, v.12, pp. 717-758.
- Osakabe, M., 1987. Pressure loss of single phase slating cross flow in rod bundles. **Jounal of Nuclear Science and Technology**, v. 24, n. 6, pp. 498-500.

- Païdoussis, M. P., 1982. A review of flow-induced vibrations in reactors and reactor components. **Nuclear Engineering and Design**, v. 74, pp. 31-60.
- Pettigrew, M. J., Taylor, C. E., Fischer, N. J., Yetisir, M., Smith, B. A. W., 1997. Flow-induced vibration: recent findings and open questions. In: **International Conference on Structural Mechanics in Reactor Technology**, Transactions. Lyon, 14th SMiRT, v. 0, pp. 19-48.
- Rotta, J. C., 1972. **Turbulente Strömungen**. Stuttgart: B. G. Teubner.
- Silva, C., 1993. **Análise experimental do campo de pressão e da perda de carga em banco de tubos**. Dissertação de Mestrado, Porto Alegre: PROMEC/UFRGS, Brasil.
- Tennekes, H., Lumley, J. L., 1972. **A first course in turbulence**. Cambridge MA: MIT Press.
- Townsend, A. A., 1976. **The structure of turbulent shear flow**. 2nd. ed. Cambridge: University Press.
- Vicari, K. F. F., 1996. **Análise experimental do escoamento turbulento em dutos circulares com promotores de turbulência internos tipo helicóides**. Dissertação de Mestrado, Porto Alegre: PROMEC/UFRGS, Brasil.
- Vosáhlo, L., 1984. **Computer programs for the evaluation of turbulence characteristics from hot wire measurements**. KfK 3743, Kernforschungszentrum Karlsruhe, Karlsruhe.
- Weaver, D. S., Abd Rabbo, A ., 1985. A flow visualization study of square array of tubes in water crossflow. Trans. **ASME J. Fluid. Eng.**,v. 107, pp. 354-363.
- Weaver, D. S., El Kashlan, M., 1982. On the number of tube rows required to study cross-flow induced vibration in tube banks. **Journal of Sound and Vibration**, v. 75, pp. 265-273.
- Wiemer, P., 1937. **Untersuchung über den Zugwiderstand von Wasserrohrkesseln**, Dissertation, RWTH – Aachen.
- Willmarth, W. W., 1975. Pressure fluctuations beneath turbulent boundary layers. **Annual Review of Fluid Mechanics**, v. 7, pp. 13-38.

Yeung, H. C., Weaver, D. S., 1983. The effect of approach flow direction on the flow-induced vibrations of a triangular tube array. **Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design**, v. 105, pp. 76-82.

Yeung, H. C., Weaver, D. S., 1984. The effect of tube mass on the flow induced response of various tube arrays in water. **Journal of Sound and Vibration**, v. 93, n. 3, pp. 409-425.

Žukauskas, A. A., 1972. Heat transfer from tubes in crossflow. In: **Advances in heat transfer**. Papers, v. 8, pp. 93-160.

Žukauskas, A. A., Katinas, V. J., 1988. Fluid dynamic forces on vibrating tubes of heat exchangers in cross flow. In: **International Symposium on Flow-Induced Vibration and Noise**, Chicago. Proceedings... : ASME, v. 1, pp. 127-142.

Žukauskas, A. A., Katinas, V. J., Perednis, E. E., Sobolev, V. A., 1980. Viscous flow over inclined in-line tube bundles, and vibrations induced in the latter. **Fluid Mechanics - Soviet Research**, v. 9, n. 4.

APÊNDICE

A1 – Determinação da Velocidade a partir da Calibração das Sondas de Anemometria

A seção de teste utilizada para a calibração das sondas de fio quente no Laboratório de Mecânica dos Fluidos, figura A1, consiste em um ventilador centrífugo, que impulsiona ar por um tubo na horizontal de 40 mm de diâmetro interno e comprimento 4200 mm, ligado por sua vez a um duto vertical de mesmo diâmetro e 1500 mm de comprimento. Na descarga do tubo foi colocado uma câmara plena, com uma placa perfurada interna para uniformizar o escoamento ligado a um bocal de 10 mm de diâmetro. A vazão de ar pode ser controlada através de uma válvula tipo gaveta, posicionada antes da curva para o tubo vertical, e a velocidade é medida através da tomada de pressão estática na câmara plena.

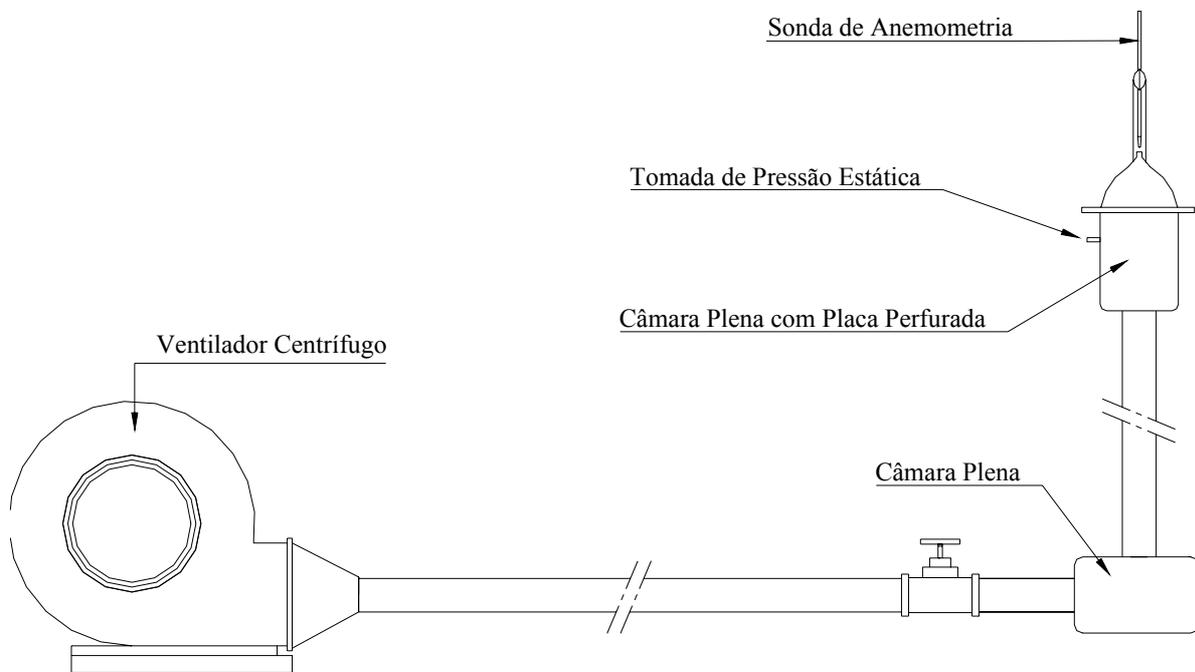


Figura A1 – Vista esquemática da seção de calibração.

A operação de calibração se inicia ao se fazer o balanceamento da ponte de Wheatstone por meio de uma sonda curto circuito. Quando a ponte esta balanceada, não há diferença de voltagem entre as entradas do amplificador. Após a instalação da sonda desejada mede-se a resistência da sonda e de seus cabos de suporte, para a temperatura ambiente, e calcula-se a resistência para uma temperatura de superaquecimento, a qual será a temperatura de operação. A seguir é feito o ajuste da resistência de operação na unidade de anemometria e medido o valor de tensão inicial E_0 , para a temperatura ambiente e velocidade do ar nula. A sonda de fio quente então é posicionada na seção de calibração a 2 mm da saída de ar do bocal, e através da variação

da velocidade controlada pela válvula tipo gaveta pode-se traçar uma curva de calibração que relaciona o valor de tensão na ponte de Wheatstone com a velocidade do escoamento do ar. Através de regressão linear, é obtido uma curva relacionando tensão e velocidade dentro de uma faixa de velocidades típicas esperadas no experimento proposto.

A obtenção das velocidades, a partir da calibração, se dá através do método proposto por Hooper, 1981, adaptado posteriormente por Vosáhló, 1984, e sobre o qual são aplicadas as modificações incluídas por Möller, 1988, para a determinação dos valores instantâneos de velocidade.

O método de Hooper parte da equação de Collis, 1959, para a conversão dos valores de tensão em velocidade utilizando-se uma sonda de fio perpendicular a direção do escoamento dada por:

$$E^2 - E_o^2 = G_b \cdot \bar{U}^{G_n} \quad (A-1)$$

onde

E é a tensão instantânea do anemômetro,

E_o é a tensão medida com o fluido a velocidade zero,

G_b , G_n são os coeficientes obtidos na calibração,

\bar{U} é a velocidade axial média temporal do escoamento.

PARA O CASO DO CÁLCULO DAS FLUTUAÇÕES DE VELOCIDADE, FOI UTILIZADA A HIPÓTESE DE REYNOLDS DE QUE A VELOCIDADE INSTANTÂNEA PODE SER DECOMPOSTA EM VALORES MÉDIOS E FLUTUANTES. CONSIDERANDO-SE A HIPÓTESE DE REYNOLDS SOBRE AS TENSÕES MÉDIAS E FLUTUANTES, PODE-SE UTILIZAR A EQUAÇÃO (A-1) PARA A DETERMINAÇÃO DE VELOCIDADE INSTANTÂNEA. OS VALORES DE FLUTUAÇÃO DE VELOCIDADE SERÃO DADOS POR:

$$u' = u - \bar{U} = \left[\frac{(\bar{E} + e')^2 - E_o}{G_b} \right]^{1/2} \quad (\text{A-2})$$

A2 – Correção dos Valores Medidos

Segundo Vosáhló, 1984, a influência da temperatura do fluido nos valores de tensão medidos pela técnica de anemometria de fio quente, é de extrema importância, logo, deve-se corrigir os valores de tensão a velocidade zero, medindo a temperatura a velocidade zero (T_o) e a temperatura de calibração (T_m).

$$E_{oc} = E_o \cdot \frac{1}{1 - 0.00211 \cdot (T_o - T_M)} \quad (\text{A-3})$$

onde

E_{oc} é o novo valor de tensão a velocidade zero.

O mesmo procedimento deve ser feito para as tensões medidas no experimento, uma vez que as condições atmosféricas na calibração podem ser diferentes das condições de medição na seção de testes.

$$E_c = E_M \cdot \frac{1}{1 - 0.00245 \cdot (T_M - T_C)} \quad (\text{A-4})$$

onde

E_c é o valor da tensão após a correção,

E_M é a tensão medida,

T_M a temperatura do experimento durante a medição, e

T_C a temperatura de calibração da sonda.

A3 – Análise de Erros

Conforme Moffat, 1988, a presença de erros é inerente ao trabalho experimental, sendo usualmente definido como a diferença entre o valor real e o valor medido. Esta definição é clara, mas não é muito útil, pois as únicas situações reais na qual freqüentemente se conhece os valores medidos e reais são aquelas para validação ou calibração de um experimento.

A influência dos erros que ocorrem durante a medição, sobre as grandezas calculadas são examinadas neste item, nessa ocasião distinguem-se entre erros sistemáticos e erros aleatórios. Enquanto o erro sistemático é reprodutível para uma disposição de medição determinada, surgindo de forma invariável com referência ao valor e ao sinal, o erro aleatório leva em considerações as influências que provém de oscilações estocásticas de grandezas de influência individuais.

Neste trabalho como os valores medidos não são grandezas previamente conhecidas deve-se avaliar as incertezas, ou seja, o intervalo em torno do valor medido dentro do qual o valor real acredita-se estar. As fontes que podem gerar incertezas, podem estar ligadas a montagem dos bancos de tubos (espaçamento entre tubos e o ângulo com a base) e aos diversos equipamentos utilizados nas medições de flutuações de velocidade e pressão.

INCERTEZAS NA MONTAGEM DOS BANCOS DE TUBOS

Os tubos utilizados na montagem dos bancos de tubos são de PVC e o seu diâmetro externo nominal é de 32.1 ± 0.05 mm (dado fornecido pelo fabricante). Os tubos foram cortados em ângulo (30° , 45° e 60°) com o auxílio de um gabarito, cuja incerteza no corte era de $\pm 0.5^\circ$, os tubos que compõe o banco de 90° foram faceados em um torno cuja incerteza era da ordem $\pm 0.01^\circ$. Após a montagem dos bancos, foi medido com paquímetro o espaçamento longitudinal e transversal entre os tubos sendo os resultados apresentados na tabela A1.

Tab. A1 – Incertezas no espaçamento longitudinal e vertical dos bancos de tubos [mm].

	Banco 90°	Banco 60°	Banco 45°	Banco 30°
Passo longitudinal:	40.4 ± 0.1	40.4 ± 0.1	40.4 ± 0.15	40.4 ± 0.15
Passo transversal:	40.4 ± 0.1	40.4 ± 0.15	40.4 ± 0.2	40.4 ± 0.2

Incertezas nos instrumentos de Medição

Amperímetros:

faixa de medição (4 a 20 mA)	= 16 mA
valor típico (média das ocorrências)	= 6,8 mA
resolução empregada na leitura	= 0,005 mA
erro devido à resolução, sobre a faixa	= 0,03 %
erro devido à resolução, sobre o valor típico	= 0,074 %

Voltímetros:

faixa de medida (1 a 3 V)	= 2 V
valor típico (média das ocorrências)	= 1,95 V
resolução empregada na leitura	= 0,001V
erro devido à resolução, sobre a faixa	= 0,05 %
erro devido à resolução, sobre o valor típico	= 0,05 %

Manômetros

Micromanômetro de líquido (DWYER)

faixa de leitura (0 a 6 mmca)	= 6 mmca
valor típico (média das ocorrências)	= 2,9 mmca
resolução empregada na leitura	= 0,05 mmca
erro devido à resolução, sobre a faixa	= 0,833 %
erro devido à resolução, sobre o valor típico	= 1,724 %

Manômetros eletrônicos (MANNESMANN-HARTMANN & BRAUN)

exatidão = (“accuracy”)	= 0,2 % f.e.
desvio c/ temperatura =	= 0,08 % f.e.

Barômetro:

faixa de leitura = (630 a 800 mmHg)	= 170 mmHg
valor típico (média das ocorrências)	= 756 mmHg
resolução empregada na leitura	= 1 mmHg
erro devido à resolução, sobre a faixa	= 0,588 %
erro devido à resolução, sobre o valor típico	= 1.132 %

Anemômetro de fio-quente a temperatura constante:

As informações referem-se à unidade principal do sistema.

desvio c/ temperatura (entrada e saída) = $\pm 500 \text{ } \& \text{ } \pm 15 \text{ mV/}^\circ\text{C}$

exatidão no voltímetro interno (*accuracy*) = 2 % f.e.

exatidão para resistências (*accuracy*) = 0,1 % $\pm 3 \text{ m}\Omega$

Transdutor de pressão piezo-resistivo (ENDEVCO, 1981):

linearidade e histerese = 1,5 % f.e.

desvio c/ temperatura = 3 % f.e.

incertezas no Posicionamento das sondas

MEDIDAS LINEARES

resolução empregada nas medições = 0,25 mm

comprimento característico do canal (largura máxima) = 194 mm

erro devido à resolução, sobre a largura máxima do canal = 0,13 %

MEDIDAS ANGULARES

resolução empregada nas medições = 1°

comprimento característico do canal (largura máxima) = 180°

erro devido à resolução, sobre a largura máxima do canal = 0,555 %

INCERTEZAS NA DETERMINAÇÃO DAS FUNÇÕES DE DENSIDADE AUTO-ESPECTRAL

freqüência de aquisição dos dados = 5 kHz

número de pontos/amostra = 65536 pontos

tempo de aquisição/amostra = 13.1 s

tamanho do bloco p/ cálculo do espectro = 64 blocos de 1024 pontos/bloco

largura da banda: (freq.aq.)/(ptos.bloco) = 4,88 Hz

$$\text{erro padrão} = \sqrt{\left(\frac{1}{(\text{banda})_{\text{Hz}} * (\text{tempo})_{\text{s}}} \right)} = 12.5\%$$

A4 - Principais Características e Resultados Numéricos

Este apêndice apresenta tabelas com valores de velocidades, números de Reynolds, pressões médias, médias quadráticas de flutuações de pressão sobre o contorno dos tubos e propriedades físicas do fluido de trabalho, nas diversas situações ensaiadas para a determinação dos campos de flutuação de pressão e de velocidade no interior dos bancos de tubos.

Tabela A2 - Resultados numéricos da distribuição de pressão na parede ao redor do tubo instrumentado, e parâmetros de adimensionalização referentes ao fluido e ao escoamento, em cada ensaio específico.

Ângulo	Banco 90°	Banco 60°	Banco 45°	Banco 30°
0	0.544	0.424	0.229	0.106
10	0.434	0.383	0.183	0.096
20	0.258	0.260	0.084	0.065
30	-0.004	0.106	-0.043	-0.004
40	-0.320	-0.149	-0.190	-0.079
50	-0.617	-0.388	-0.356	-0.178
60	-0.783	-0.544	-0.453	-0.248
70	-0.786	-0.607	-0.472	-0.299
80	-0.680	-0.520	-0.429	-0.303
90	-0.663	-0.472	-0.390	-0.267
100	-0.663	-0.472	-0.393	-0.250
110	-0.670	-0.479	-0.402	-0.248
120	-0.680	-0.484	-0.421	-0.253
130	-0.701	-0.496	-0.448	-0.262
140	-0.713	-0.513	-0.475	-0.277
150	-0.737	-0.532	-0.499	-0.284
160	-0.747	-0.542	-0.525	-0.294
170	-0.745	-0.544	-0.537	-0.291
180	-0.749	-0.530	-0.537	-0.241
ρ [kg/m ³]	1.138	1.147	1.138	1.151
v [m/s ²]	1.650E-05	1.629E-05	1.650E-05	1.622E-05
$P_{atm.}$ [mmHg]	753	753	753	755
Re (médio)	1.850E+04	1.87E+04	1.85E+04	1.87E+04

Tabela A3 - Médias quadráticas (RMS) em Pa, das flutuações de pressão em torno do tubo instrumentado, e parâmetros de adimensionalização referentes ao fluido e ao escoamento, em cada ensaio específico.

Ângulo	Banco 90°	Banco 60°	Banco 45°	Banco 30°
0	120.507	76.421	84.339	58.988
10	121.198	103.088	95.628	73.916
20	112.221	160.248	142.667	101.219
30	107.414	179.169	187.766	124.708
40	126.943	171.015	200.282	124.346
50	152.709	135.068	169.338	112.443
60	155.214	107.885	121.402	91.759
70	139.590	99.048	98.257	73.751
80	122.005	102.319	94.551	67.181
90	110.529	109.871	101.509	73.920
100	111.353	129.756	117.707	94.303
110	118.278	129.629	140.382	96.698
120	95.665	103.265	123.174	79.875
130	73.065	76.249	94.285	64.494
140	56.156	66.189	77.715	56.512
150	52.045	60.335	66.641	53.723
160	54.807	55.627	63.089	51.619
170	62.045	57.402	64.075	55.060
180	69.687	58.289	63.587	54.808
Propriedades físicas do ar				
ρ [kg/m ³]	1.2096	1.2164	1.216	1.2156
Temp. canal [°C]	17.1	17	17.2	17.2
P_{atm.} [mmHg]	756	760	760	760
Velocidades de adimensionalização				
U _{med} [m/s]	28.39	28.30	27.79	24.26
U _{ref} [m/s]	6.49	6.22	6.72	7.69
U _{per} [m/s]	14.09	10.62	10.70	11.39
U _{cal} [m/s]	37.59	36.02	38.91	44.55

A5 – Publicação Realizada Durante o Trabalho de Tese

Barcellos, C. R., Endres, L. A. M, Möller, S. V. Bartz, C., 2001. Velocity and Pressure Fluctuations on inclined tube banks submitted to turbulent flow. **In: International Conference on Structural Mechanics in Reactor Technology**, Transactions. Washington: 16th SMiRT.