

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

ESTUDO EXPERIMENTAL DOS CAMPOS DE PRESSÃO E VELOCIDADE EM
BANCOS DE TUBOS COM A UTILIZAÇÃO DE DEFLETORES

Por

Jhon Nero Vaz Goulart

Dissertação para obtenção do Título de
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, janeiro de 2004.

ESTUDO EXPERIMENTAL DOS CAMPOS DE PRESSÃO E VELOCIDADE EM
BANCOS DE TUBOS COM A UTILIZAÇÃO DE DEFLETORES

Por:

Jhon Nero Vaz Goulart

Engenheiro Civil

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 obtenção do Título de

Mestre em Engenharia

Área de concentração: Fenômenos de Transporte

Orientador: Prof. Dr, Sergio Viçosa Möller

Banca Examinadora:

Prof. Dr, Horácio Antônio Vielmo

Prof^ª. Dr^ª. Adriane Prisco Petry

Prof. Dr. Acir Mércio Loredo de Souza

Prof. Dr. Jun Sergio Ono Fonseca

Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, janeiro de 2004.

AGRADECIMENTOS

Ao meu orientador, Prof. Sérgio Möller, pela dedicação, paciência e sabedoria com me orientou durante este trabalho.

Aos meus companheiros de laboratório, Maria Luiza e Cláudio, pelas inestimáveis sugestões e magníficas horas de conversas e descontrações.

Ao CNPq, que financiou esta pesquisa me proporcionando dedicação total ao meu trabalho.

Por último, e não menos importante, à minha querida e amada esposa, Carla Anflôr, agradeço por toda a confiança que em mim depositou, por todas as palavras de estímulo que soube me dizer nas horas certas, mesmo nas horas que me vi fraquejar. A esta pessoa, dedico minha vida, meu tempo e meu trabalho.

RESUMO

A utilização de placas defletoras em banco de tubos é muito difundida em trocadores de calor, aumentando os níveis de turbulência do escoamento e o tempo de contato do fluido refrigerante e a superfície aquecida dos tubos. Os vórtices gerados pela turbulência tem a finalidade de imprimir a camada limite térmica dos tubos, onde o calor é trocado basicamente por condução, tornando a troca de calor mais eficiente.

No entanto a maioria dos estudos em bancos de tubos considera um escoamento incidindo uniformemente sobre os tubos, sem qualquer tipo de análise dos efeitos causados pela utilização de placas defletoras, transformando-se assim em idealizações pouco reais.

A proposta deste trabalho é analisar experimentalmente os efeitos causados no escoamento pelo uso de defletores, tomando-se como referência a região entre-tubos (linhas), onde para tanto foram estudadas duas geometrias distintas.

A primeira geometria consiste uma placa defletora voltada para o escoamento e nela encontram-se montados dez tubos, dispostos horizontalmente em duas linhas, e a partir de uma certa distância a jusante ocorre um estreitamento súbito do canal prolongando-se até a saída. Com este tipo de geometria, pretende-se estudar os efeitos no desenvolvimento do escoamento para uma entrada assimétrica.

A segunda geometria estudada é uma simplificação de bancos de tubos utilizados em trocadores de calor, porém, agora, com o uso de defletores. Nesta seção o escoamento é obrigado a contornar três placas defletoras, duas na parede superior do canal e uma na parede inferior, montadas de forma equidistantes.

O número de Reynolds, para ambas as seções, foi calculado com o diâmetro externo do tubo (32.1 mm) e a velocidade média do escoamento abaixo da primeira placa defletora, U_e . Para a primeira seção o número de Reynolds foi de 3.32×10^4 e para segunda 2.99×10^4 .

Os testes foram realizados em um canal retangular de 146 mm de altura e 193 mm de largura, com 900 mm de comprimento. Os bancos de tubos possuem uma relação de espaçamento, passo-diâmetro de 1,26, com dez tubos dispostos em duas linhas.

As velocidades médias, suas direções e flutuações de velocidade foram investigadas ao longo das fendas, linhas, permitindo um conhecimento do desenvolvimento das componentes de velocidades, bem as intensidades de turbulência desde a região de entrada. Este estudo revelou que o desenvolvimento do escoamento, após a passagem por defletores se dá para distâncias superiores aquelas aqui estudadas.

Através das flutuações de velocidades, na região de saída, o fenômeno das pulsações do escoamento foi investigado, porém os espectros obtidos nesta região não são claros quanto a presença do fenômeno em todas as linhas.

Também neste trabalho foi conhecido o campo de pressão na parede lateral do canal, permitindo avaliar os comprimentos de recirculação do escoamento, após a passagem por defletores.

No contorno dos tubos a distribuição de pressões médias e médias quadráticas das flutuações de pressão, mostrou que na região de entrada o escoamento comporta-se como se estivesse incidindo transversalmente aos tubos, gerando um forte desbalanceamento das cargas dinâmicas e desprendimento de vórtices.

ABSTRACT

“Experimental Study of the Pressure and Velocity Fields in Tube Banks with Baffle Plates”

Baffle plates are used in tube banks of heat exchangers to increase turbulence levels and the contact time between cooling fluid and heated surfaces. Eddies generated by the turbulence influence the thermal boundary layer, where heat exchange occurs mainly due to conduction, increasing the efficiency of the heat transfer process.

Nevertheless, the most of the studies of flow through tube banks, found in the literature, consider an uniform flow impinging on the bank, without considering the effects of baffle plates, being idealizations far from the real flow conditions.

The purpose of this experimental work is to analyze the effects of baffle plates on the flow through tube banks, taking as reference the flow in the region (lines) between tubes in two distinct tube bank geometries.

The first geometry studied consists in ten tubes forming a bank mounted on a baffle plate. At a certain distance, downstream of this plate, a second baffle is placed on the opposite side of the channel, so that the flow passage is narrowed, to allow the study of the effects of flow redistribution in a tube bank with asymmetrical inlet.

The second geometry is a simplification of the geometry of shell-and-tube heat exchangers, with alternating baffle plates, in a total number of three, so that the flow is forced to cross the baffles in alternating directions.

The Reynolds number was calculated, for both sections, with the external diameter from tube (32.1 mm) and the flow mean velocity below the first plate. For the first section the number Reynolds was 3.32×10^4 and the second 2.99×10^4 .

The tube banks were mounted in a 193 mm wide, 146 mm height and 900 mm long channel. The tube banks had a pitch to diameter ratio $P/D = 1,26$, and consisted of 10 tubes in square arrangement of two rows of 5 tubes each.

Mean velocity distribution, the direction of the velocity vector, as well as velocity fluctuations were investigated along lines in the narrow gaps between the tubes and in the wider region between the rows from the entrance region to the outlet. Results showed that, with an asymmetrical inlet, a longer distance than the investigated is necessary for the flow redistribution to be accomplished.

The presence of flow pulsations across the narrow gaps between the tubes were also investigated, but the results of spectra of velocity fluctuations were not conclusive about the presence of the phenomenon in all lines.

In this experimental work, the pressure field on the side walls was also investigated, to estimate the influence of the baffle plates on the flow recirculation.

On the tube walls, the distribution of mean wall pressure and pressure fluctuations in the entrance regions suggests that the flow behaves as impinging perpendicularly to the tubes, unbalancing the resulting dynamic forces and generating vortex shedding.

ÍNDICE

1.	INTRODUÇÃO	1
1.1	Motivação do Trabalho	1
1.2	Objetivos do Trabalho.....	2
2.	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	4
2.1	Características Gerais do Escoamento em de Bancos de Tubos.....	4
2.2	Perda de Carga e Transferência de Calor em Bancos de Tubos	6
2.2.1	Perda de Carga	6
2.3	Transferência de Calor	8
2.4	Principais Fontes de Excitação do Escoamento em Bancos de Tubos	10
2.5	Escoamento Oblíquo em Bancos de Tubos e o uso de Placas Defletoras	12
3.	FUNDAMENTOS TEÓRICOS	16
3.1.1	Equações de Balanço.....	16
3.1.2	Conservação da Massa	16
3.1.3	Conservação da Quantidade de Movimento.....	17
3.2	Descrição Estatística da Turbulência	18
3.2.1	Valor Médio	18
3.2.2	Valor Quadrático Médio.....	19
3.2.3	Correlação Cruzada	20
3.2.4	Densidade Espectral de Potência.....	20
3.2.5	A função densidade Espectral Cruzada	21
4.	PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL.....	22
4.1	Descrição da Bancada de Testes	22
4.2	Instrumentação	24
4.3	Metodologia de Ensaio	26
4.4	Anemometria de Fio Quente	28
4.5	Determinação das Velocidades Médias, Intensidade de Turbulência e Ângulos de Inclinação com o Anemômetro de Fio Quente	29
4.5.1	Sonda Inclinada de Fio Simples	29
4.5.2	Sonda de Fio Inclinado Dupla	31
4.6	Aquisição e Análise de Dados	32
5.	Resultados	34
5.1	Parâmetros de Adimensionalização dos Resultados	34

5.2	Análise do Campo de Pressão na Parede lateral do Túnel.....	36
5.3	Distribuição da Pressão sobre o contorno dos Tubos Instrumentados.....	40
5.4	Densidades Auto-espectrais das Flutuações de Pressão	47
5.5	Distribuição das Velocidades Axiais (U) e Verticais (V) nas Linhas de Medição	54
5.6	Densidades Auto-espectrais de Flutuação de Velocidade	63
6.	Correlações Cruzadas das Diferentes Componentes de Flutuação de Velocidade	66
6.1	Correlação Cruzada entre Flutuação de Velocidade e Flutuação de Pressão	68
7.	Conclusão.....	70
7.1	Recomendação para Futuros Trabalhos	72
8.	Referências Bibliográficas	73
	Apêndice	79
9.	A1 – Avaliação de Erros das Medições	80
9.1	Amperímetros, voltímetros e manômetros utilizados na calibração de sondas de fio quente e transdutor de pressão	80
9.1.1	Amperímetros.....	80
9.1.2	Voltímetros.....	80
9.1.3	Manômetros.....	80
9.2	Curva de Calibração de Pressão.....	81
9.3	Curvas de Calibração de Velocidade	82
9.3.1	Sonda Reta.....	82
9.3.2	Sonda de Fio Inclinado.....	82
10.	Conversão dos Dados.....	83
10.1	Conversão de Pressão com ganho.....	83
10.2	Conversão de velocidade com ganho.....	84
10.3	Placa Conversora Analógico Digital - Dados do fabricante	84
11.	Posicionamento das Sondas	84
11.1	Medidas Lineares	84
12.	Condições Atmosféricas e Propriedades Termodinâmicas	84
12.1	Temperatura	84
12.2	Pressão Atmosférica.....	84
12.3	Massa Específica.....	85
12.4	Viscosidade Cinemática.....	85
13.	Determinação das Funções de Densidade Auto-Espectral.....	85

14.	A2 - Correção dos Valores Medidos.....	86
A1	Avaliação de Erros nas Medições	86
A2	Correção dos Valores Medidos	86

INDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Desenho esquemático de um trocador de calor do tipo casco e tubos.....	1
Figura 2.1 – Ângulo de incidência do escoamento em bancos de tubo.	4
Figura 2.2 - Tipos de arranjos e características geométricas dos bancos.....	5
Figura 2.3 - Esquema da seção estuda por Demartini, 2001.....	14
Figura 4.1 - Esquema da seção de testes, vista lateral do túnel de vento, com a primeira seção de testes.	22
Figura 4.2 - Detalhes da configuração final da primeira seção de testes.	23
Figura 4.3 - Diferentes tamanhos de bancos de tubos. Visão lateral.	23
Figura 4.4 - Esquema da segunda seção de testes.....	23
Figura 4.5 - Detalhe do tubo instrumentado.....	25
Figura 4.6 - Configuração do tubo instrumentado, medidas em milímetros.....	25
Figura 4.7 - Exemplo de montagem de um tubo instrumentado corte longitudinal.....	25
Figura 4.8 - Detalhe da segunda seção de testes.	25
Figura 4.9 - Vista frontal da placa defletora onde encontram-se os tubo: marcação das posições.	27
Figura 4.10 - Posição das Sondas.....	28
Figura 4.11 - Vista lateral da bancade de testes mostrando o posicionador da sonda de anemometria de fio quente.	28
Figura 4.12 - Circuito de medição em anemometria de fio quente (DANTEC, 1992).	29
Figura 4.13 - Posição das sondas inclinadas e dos vetores velocidade, Indrusiak, 1997.....	30
Figura 4.14 - Posição do vetor velocidade na sonda dupla, Indrusiak, 2003.....	31
Figura 5.1 - Campo de velocidade de entrada, U_e , sob a primeira placa defletora.	35
Figura 5.2 - Campo de pressões médias na parede lateral, primeira seção de testes. O escoamento se dá da esquerda para direita.	38
Figura 5.3 - Campo de pressões médias na parede lateral, segunda seção de testes. O escoamento se dá da esquerda para direita.	39
Figura 5.4 – Localização dos pontos de tomada de pressão, no tubo inferior.	40
Figura 5.5 - Distribuição de pressões médias em função da posição angular, tubo inferior...	40
Figura 5.6 - Distribuição das médias quadráticas das flutuações de pressão em função da posição angular, tubo inferior.....	41
Figura 5.7 - Localização dos pontos de tomada de pressão, no tubo superior.	42

Figura 5.8 - Distribuição de pressões médias em função da posição angular, tubo superior..	42
Figura 5.9 - Distribuição das médias quadráticas das flutuações de pressão em função da posição angular, tubo superior.....	43
Figura 5.10 - Localização dos pontos de tomada de pressão, no tubo inferior.	43
Figura 5.11 -Distribuição de pressão média em função da posição angular, tubo inferior....	44
Figura 5.12 - Distribuição das médias quadráticas das flutuações de pressão em função da posição angular, tubo inferior.....	44
Figura 5.13 - Localização dos pontos de tomada de pressão, no tubo inferior.	45
Figura 5.14 - Distribuição de pressão média em função da posição angular, tubo superior...	45
Figura 5.15 - Distribuição das médias quadráticas das flutuações de pressão em função da posição angular, tubo superior.....	46
Figura 5.16 -- Densidades auto-espectrais de flutuação de pressão no contorno do tubo inferior para posição 95 mm. Posições angulares: 0°, 40°, 90° ,140° e 180°.....	47
Figura 5.17 - Densidades auto-espectrais de flutuação de pressão no contorno do tubo inferior para posição 190 mm. Posições angulares: 0°, 40°, 90° ,140° e 180°.....	48
Figura 5.18 - Densidades auto-espectrais de flutuação de pressão no contorno do tubo inferior para posição 285 mm. Posições angulares: 0°, 40°, 90° ,140° e 180°.....	48
Figura 5.19 - Densidades auto-espectrais de flutuação de pressão no contorno do tubo superior para posição 95 mm. Posições angulares: 30°, 50°, 60° ,80° e 140°.....	49
Figura 5.20 - Densidades auto-espectrais de flutuação de pressão no contorno do tubo superior para posição 190 mm. Posições angulares: 30°, 50°, 60° ,80° e 140°.	50
Figura 5.21 - Densidades auto-espectrais de flutuação de pressão no contorno do tubo superior para posição 285 mm. Posições angulares: 30°, 50°, 60° ,80° e 140°.	50
Figura 5.22 - Densidades auto-espectrais de flutuação de pressão no contorno do tubo inferior para posição 95 mm da segunda seção de testes.	51
Figura 5.23 - Densidades auto-espectrais de flutuação de pressão no contorno do tubo inferior para posição 190 mm da segunda seção de testes.	52
Figura 5.24 - Densidades auto-espectrais de flutuação de pressão no contorno do tubo superior para posição 95 mm da segunda seção de testes.	52
Figura 5.25 - Densidades auto-espectrais de flutuação de pressão no contorno do tubo superior para posição 190 mm da segunda seção de testes.	53
Figura 5.26 – Distribuição da componente axial de velocidade média.....	55

Figura 5.27 - Distribuição da componente vertical de velocidade média.	56
Figura 5.28 – Ângulo médio do vetor velocidade.	57
Figura 5.29 –Distribuição dos valores quadráticos médios de flutuação de velocidade na direção axial.	58
Figura 5.30 - Distribuição dos valores quadráticos médios de flutuação de velocidade na direção vertical.	58
Figura 5.31 - Ângulo médio do vetor velocidade.	59
Figura 5.32 - Distribuição da componente axial de velocidade média.	60
Figura 5.33 - Distribuição da componente vertical de velocidade média.	61
Figura 5.34 - Distribuição dos valores quadráticos médios de flutuação de velocidade na direção horizontal.	62
Figura 5.35 - Distribuição dos valores quadráticos médios de flutuação de velocidade na direção vertical.	62
Figura 5.36 –Auto-espectro de flutuação de velocidade, u' e v' . Linha “A”	64
Figura 5.37 - Auto-espectro de flutuação de velocidade, u' e v' . Linha “C”	64
Figura 5.38 - Auto-espectro de flutuação de velocidade, u' e v' . Linha “B”	65
Figura 6.1 - Correlação cruzadas de u' e v' . Linha "A"	66
Figura 6.2 - Correlação cruzadas de u' e v' . Linha "B"	67
Figura 6.3 - Correlação cruzadas de u' e v' . Linha "C"	67
Figura 6.4 - Esquema de montagem para correlação entre velocidade e pressão.	68
Figura 6.5 - Correlação cruzada entre flutuação de pressão e velocidade - primeira seção de testes.	69
Figura 6.6 - Correlação cruzada entre flutuação de pressão e velocidade - segunda seção de testes.	69
Figura A1 – 1 – Relação entre Pressão e Tensão.	81

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela A1-1 – Dados típicos de calibração do transdutor de pressão	81
Tabela A1-2 – Registro de uma calibração típica do sensor de velocidade	82
Tabela A1-3 – Registro de uma calibração de uma sonda de fio inclinado	83

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolo [SI]	Denominação	Unidade
B	Largura de banda de resolução espectral	Hz
B, B _α	Coefficientes de calibração	
C _{xx}	Coefficiente de auto-correlação	
C _{xy}	Coefficiente de correlação cruzada	
D	Diâmetro	m
E	Tensão instantânea	V
$\bar{E}_{1,5}$	Tensão média nas direções “1” e “5”	V
E ₀	Tensão a velocidade zero	V
E _{0α}	Tensão a velocidade zero para sonda inclinada	V
E _α	Tensão corrigida a velocidade zero	V
E _M	Tensão medida	V
Eu	Número de Euler	$\frac{\Delta p}{\rho U^2}$
f	Frequência	Hz
f _i	Forças de campo nas direções ortogonais	N
m, n	Coefficientes de calibração	
k/D	Rugosidade relativa	
p	Pressão normal	Pa
P/D	Razão de espaçamento	
P	Passo (distância entre os centros das seções transversais entre dois tubos)	m
Pl	Passo longitudinal (na distância do escoamento principal)	
Pt	Passo transversal (na distância perpendicular do escoamento)	

Re	Número de Reynolds	$\frac{\rho U D}{\mu}$	
RMS	Média quadrática da flutuação do sinal		[x]
R _{xx}	Função de auto-correlação		
R _{xy}	Função de correlação cruzada		
St	Número de Strouhal	$\frac{fD}{U}$	
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 velocidades nas direções ortogonais, i, j, k		m/s
u' _x	Componente de flutuação de velocidade na direção 'x'		m/s
u' _y	Componente de flutuação de velocidade na direção 'y'		m/s
Ū	Velocidade média na direção axial		m/s
U _{real}	Vetor velocidade		m/s
U _x	Componente de velocidade na direção 'x'		m/s
U _y	Componente de velocidade na direção 'y'		m/s
U _r	Velocidade de referência		m/s
U _e	Velocidade de entrada		m/s
U _{eff}	Velocidade efetiva		m/s
\bar{V}	Velocidade na direção vertical		m/s
x _{i,j,k}	Coordenadas espaciais		m

Símbolos Gregos

α	ângulo efetivo da sonda	graus
δ	Ângulo de incidência do escoamento	graus
ε	Porosidade, relação entre a área de passagem e a área ocupada pelos tubos	
θ	Tempo adequado de observação	s
μ	Viscosidade dinâmica	Pa.s

μ_x	Valor médio da função	[x]
ν	Viscosidade cinemática	m^2/s^2
ρ	Massa específica	kg/m^3
σ_x^2	Variância da variável 'x'	
τ	Defasagem no tempo	s
φ	ângulo de ataque	graus
Φ_{pp}	Densidade auto-espectral de flutuação de pressão	$Pa.s^2$
Φ_{vv}	Densidade auto-espectral de flutuação de velocidade (m/s) ² .s	
Φ_{xy}	Densidade espectral cruzada	$[x(t).y(t)]^2.s$
Ψ_x^2	Valor quadrático médio da função	$[x]^2$

1. INTRODUÇÃO

1.1 Motivação do Trabalho

Bancos de tubos ou de feixes de tubos são encontrados em indústrias nucleares e de processos e constituem nos dispositivos mais utilizados no desenvolvimento de trocadores de calor, evaporadores, sendo que os reatores nucleares utilizam, em geral, feixes de tubos.

Em trocadores de calor de casco e tubo (figura 1.1), nos quais os bancos de tubos são a simplificação mais usual para tal estudo, o fluido refrigerante é forçado a escoar transversalmente aos tubos, direcionado por chicanas ou defletoras que são responsáveis pela mudança de direção do escoamento, aumentando o tempo de troca de calor entre o fluido e as superfícies aquecidas, alterando também os níveis de turbulência.

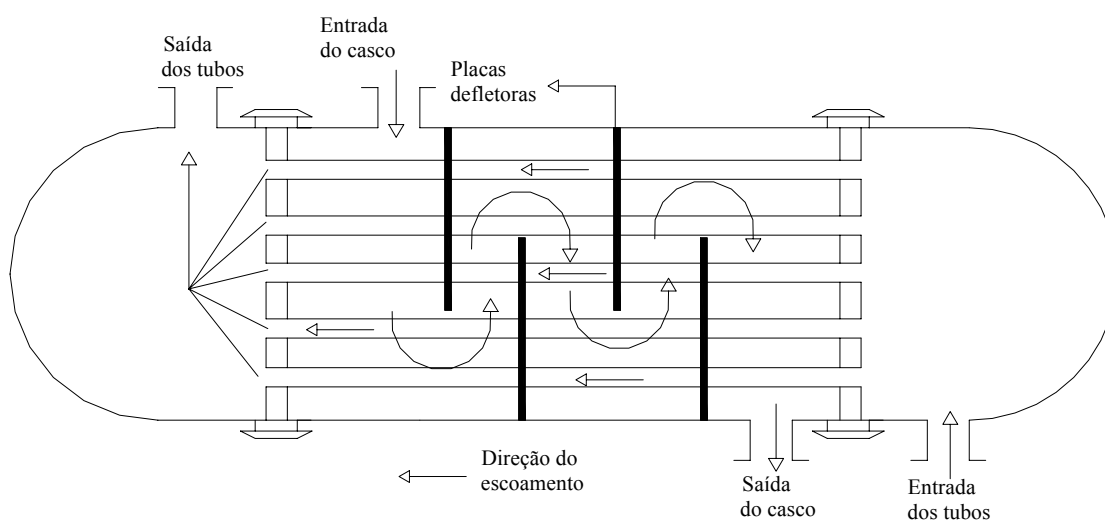


Figura 1.1 Desenho esquemático de um trocador de calor do tipo casco e tubos.

Fonte: Incropera e Dewit, 1992.

O projeto de um trocador de calor consiste basicamente em três fases: projeto mecânico, processo de fabricação e análise termo-hidráulica. O projeto mecânico envolve considerações sobre as pressões, temperaturas de operação e análise das vibrações mecânicas induzidas pelo escoamento. O processo de fabricação requer a tradução das características geométricas do projeto em uma unidade que possa ser construída a um baixo custo e desempenho satisfatório. Já 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 quanto na análise termo-hidráulica o objetivo final é o aumento das taxas de transferência de calor e a redução dos equipamentos. As tentativas de elevar as taxas de transferência de calor, com o aumento da velocidade do

escoamento e redução de espaçamento entre tubos, necessitam de novas e constantes informações a cerca das cargas dinâmicas que aparecerão nos tubos. No entanto no seguimento de projeto, os efeitos dinâmicos causados pela interação fluido estrutura não são considerados atualmente. Portanto é grande a verificação de falhas em componentes principais e periféricos em trocadores de calor, causadas pelas flutuações de grandezas do escoamento turbulento e fortemente relacionadas às características geométricas e físicas dos bancos de tubos, Pettigrew et al., 1997.

A maioria dos trabalhos experimentais realizados em bancos de tubos emprega modelos idealizados, pois o tubo está submetido a um escoamento transversal uniformemente distribuído ao longo de todo seu comprimento. Segundo Yeung e Weaver, 1983, o escoamento real em trocadores de calor esta distante da idealização, principalmente devido aos efeitos dos defletores e das condições de entrada e de saída do escoamento externo. Nestes locais o escoamento é divergente ou convergente, diferentemente da condição ideal.

Resultados experimentais de flutuações de pressão e velocidade do escoamento turbulento através de um feixe de tubos, entre duas placas defletoras, dispostos em um arranjo quadrangular, 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. Aparecem também picos adicionais no espectro de flutuações de pressão na parede, estes não podendo ser associados a nenhum dos efeitos do escoamento transversal nem aos efeitos produzidos somente pelos defletores. Entretanto, os resultados apresentados não são conclusivos, levando à necessidade de um estudo experimental do escoamento através de bancos de tubos inclinados e sua correta interpretação.

1.2 Objetivos do Trabalho

O objetivo deste trabalho é apresentar um estudo experimental das características do escoamento turbulento em bancos de tubos que utilizam defletores, visando conhecer a distribuição e o desenvolvimento do campo de velocidade ao longo do eixo dos tubos.

Os resultados aqui mostrados visam compreender e quantificar a distribuição das componentes de velocidade médias na direção axial e vertical, bem como a direção do vetor velocidade ao longo de todo o domínio.

Analisar a intensidade das quantidades flutuantes do escoamento, suas magnitudes, distribuição e direção.

Verificar a existência de pulsações no escoamento, na região entre-tubos, fenômeno encontrado em feixes de barras, em condições de escoamento desenvolvido.

Determinar a distribuição das pressões médias e pressões dinâmicas no contorno dos tubos, bem como a região de desprendimento de vórtices e como são influenciados pelo uso de defletores.

Para tanto foram utilizados dois diferentes bancos de tubos, ambos com uma mesma razão de espaçamento, $P/D = 1,26$. Sendo o primeiro com duas placas defletoras, uma superior e outra inferior, causando uma entrada assimétrica do escoamento em um feixe de tubos e outro utilizando três placas simulando os efeitos de um trocador de calor.

Os resultados serão apresentados na forma adimensionalizada, visando sempre a máxima generalização possível, com o objetivo de que tais experimentos tenham sempre repetibilidade.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Características Gerais do Escoamento em de Bancos de Tubos

O escoamento de fluidos em bancos de tubos é de grande aplicação prática em trocadores de calor, evaporadores, geradores de vapor ou reatores nucleares, onde o elemento combustível é em forma de barras e também disposto em bancos. Em uma grande gama dos trabalhos já publicados considera-se o escoamento, plenamente desenvolvido, incidindo transversalmente aos tubos, figura 2.1 – a, porém sendo poucos trabalhos dando ênfase a escoamento em tubos inclinados, conforme figura 2.1 - b.

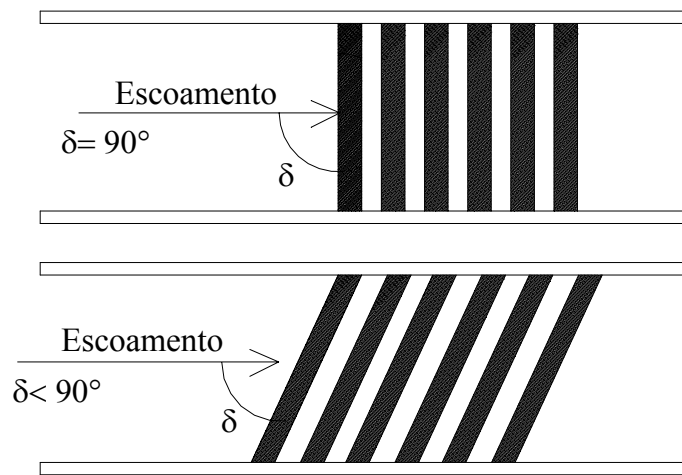


Figura 2.1 – Ângulo de incidência do escoamento em bancos de tubo.

Os arranjos de bancos de tubos mais comuns são os quadrangulares (“square” ou “in-line”) e arranjos triangulares (“triangle” ou “staggered”) e cada um é caracterizado por razões de espaçamento tanto transversais P_t/D , quanto longitudinais P_l/D , sendo P_t e P_l são as distâncias entre os centros dos tubos (passos) nas direções transversal e longitudinal, respectivamente. A letra “D”, representa o diâmetro do tubo, figura 2.2.

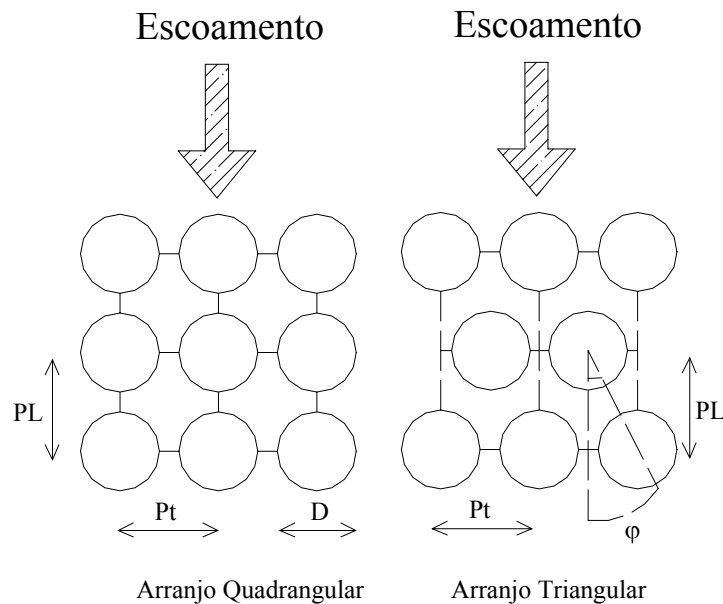


Figura 2.2 - Tipos de arranjos e características geométricas dos bancos.
Fonte: Barcellos, 2001.

Conforme classificação feita por Endres, 1997, as razões de espaçamento podem ser designadas pelas seguintes denominações: (a) Grandes, quando $P/D > 4$, e o escoamento em torno dos tubos, no interior do banco, for bastante semelhante ao que ocorre em tubos isolados; (b) Moderadas, quando $4 > P/D > 1,5$, e a jusante dos tubos ocorre o processo de desprendimento de vórtices com características de periodicidade definidas, porém, agora, fortemente influenciado pelos tubos vizinhos; (c) Reduzidas, $P/D < 1,5$, de maneira geral não há periodicidades nas flutuações das grandezas no interior do banco.

Žukauskas, 1972, apresenta uma abrangente revisão da perda de carga e transferência de calor em bancos de tubos para diversos arranjos e diversas características geométricas. O escoamento em torno de um tubo em um banco é fortemente influenciado pelos tubos vizinhos. No espaçamento entre-tubos, sejam estes transversais ou longitudinais, a variação do gradiente de pressão tem como consequência uma mudança no perfil de velocidade para os tubos a jusante.

Em bancos de tubos, para ambos os arranjos, o escoamento em torno dos tubos na primeira linha é semelhante ao escoamento em tubos isolados, porém o escoamento em torno dos tubos das linhas subseqüentes é diferente.

Em bancos de arranjo triangular, o escoamento é comparável a um escoamento em um canal curvo com sua secção transversal convergindo e divergindo periodicamente, devido a isto a distribuição de velocidade em torno dos tubos em diferentes linhas possui características similares. Já em bancos de arranjo quadrangular ou em-linhas, o escoamento é

comparável a um escoamento em um canal reto, onde a distribuição de velocidades é determinada, principalmente, pela relação passo-diâmetro, P/D.

Quando o escoamento em bancos de tubos é laminar o efeito viscoso é preponderante, dando assim origem a estruturas de grandes escalas nas esteiras que se formam atrás dos tubos, porém o efeito na camada limite dos tubos subsequentes é eliminado devido as forças viscosas e um gradiente negativo de pressão, Žukauskas, 1972.

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

Embora o estudo de tais fenômenos não seja ênfase deste trabalho, alguns itens serão abordados com o objetivo de fornecer uma visão global de como estes fenômenos estão relacionados.

2.2.1 Perda de Carga

A perda de carga ou resistência hidráulica, em bancos de tubos, foi investigada inicialmente por Wiemer, 1937 e Grimison, 1937. Wiemer, 1937, foi o primeiro a empregar técnicas de visualização do escoamento no interior de banco de tubos. Neste mesmo ano, devido a importância comercial dos bancos de tubos em equipamentos para transferência de calor, Grimison, 1937, compilou de forma satisfatória seus dados de perda de carga e transferência de calor em bancos de tubos, para várias razões de espaçamento e números de Reynolds.

Achenbach, 1969, realizou estudos em um modelo idealizado de trocador de calor. O modelo consistia em um banco de tubos em arranjo triangular composto de três linhas e cinco colunas. As razões de espaçamento transversal e longitudinal são de 2,0 e 1,40, respectivamente. A faixa de número de Reynolds coberta por tal estudo foi de 10^5 a 10^7 . Com relação a perda de carga o autor afirma que esta está relacionada com a mudança do ponto de separação da camada limite e a contribuição dos efeitos de entrada no banco esta restrito a primeira linha. No entanto a tensão de cisalhamento apresenta consideráveis mudanças até a terceira linha. O coeficiente de perda de carga, ξ , é superior para baixos Reynolds e mostra-se mínimo para um dado Reynolds crítico de 5×10^5 , e aumentando novamente para Reynolds mais altos.

Conforme Žukauskas, 1972, a perda de carga é uma das características mais importantes em trocadores de calor, 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 (arranjo), número de linhas e propriedades físicas do

fluido. A perda de carga total em um banco é representada pela relação adimensional, conforme equação (2.1).

$$Eu=f\left(\frac{P_t}{D}, \frac{P_l}{D}, Re, z\right) \quad (2.1)$$

sendo:

f = indica uma função qualquer;

$$Eu = \Delta p / (\rho \cdot U_\infty^2);$$

Δp = queda de pressão ao longo do banco;

z = número de linhas de tubos no banco.

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. Tanto para arranjos quadrangulares quanto triangulares, a resistência hidráulica é determinada principalmente pela razão de espaçamento transversal P_t/D , aumentando com o decréscimo desta. Com o aumento da razão de espaçamento longitudinal, o maior espaço entre duas linhas consecutivas permite a formação de vórtices, que em muitas vezes pode afetar a resistência do banco como um todo, Žukauskas, 1972. Portanto, 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.

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 . Diferentemente do arranjo triangular, 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.

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 vapor, 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 um 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 mesmo.

Silva, 1993, estudou o campo de pressões e a perda de carga em bancos de tubos de arranjo triangular e quadrangular, para várias razões de espaçamento. Seus resultados mostraram que a perda de carga se dá, principalmente, entre as fendas estreitas dos tubos.

Li e Kottke, 1998, investigaram o efeito do espaçamento entre placas defletoras, em um trocador de calor tipo casco e tubos, no coeficiente de perda de carga, para um número de Reynolds de 8000. Foram investigados três espaçamentos, entre placas defletoras diferentes, 113, 144 e 175 mm. A perda de carga foi tomada entre dois compartimentos e observou-se que o coeficiente de perda de carga é diretamente proporcional ao aumento do espaçamento entre placas defletoras.

2.3 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.

A relação adimensional é dada, conforme a equação (2.2).

$$Nu = f \left(Re, Pr, \frac{\mu_o}{\mu_w}, \frac{\lambda_o}{\lambda_w}, \frac{c_{po}}{c_{pw}}, \frac{\rho_o}{\rho_w}, \frac{P_t}{D}, \frac{P_l}{D} \right) \quad (2.2)$$

sendo:

f = indica uma função genérica;

Nu = número de Nusselt, dado pela equação (2.3).

$$Nu = \frac{(hD)}{\lambda} \quad (2.3)$$

h = coeficiente de transferência de calor;

λ = condutividade térmica;

D = dimensão característica;

Re = número de Reynolds, dado pela equação (2.4).

$$Re = \frac{(UD)}{v} \quad (2.4)$$

U = velocidade que caracterize o escoamento;

ν = viscosidade cinemática.

Pr = número de Prandtl, dado pela equação (2.5).

$$Pr = \frac{(c_p \mu)}{\lambda} \quad (2.5)$$

c_p = calor específico a pressão constante;

μ = viscosidade dinâmica;

λ = condutividade térmica.

ρ = massa específica do fluido;

Os índices “o” e “w”, são relativos ao escoamento principal e a parede, respectivamente.

Žukauskas, 1972, 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.

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.

2.4 Principais Fontes de Excitação do escoamento em Bancos de Tubos

A consideração da vibração causada pelo escoamento não tem sido levada em conta no projeto de trocadores de calor, portanto os efeitos estruturais causados pelo escoamento turbulento, nestes equipamentos, tem sido a causa de “falhas espetaculares”, Païdoussis, 1982.

Weaver et al., 2000, apresentaram um rápido apanhado do progresso feito no campo do entendimento de vibrações induzidas pelo escoamento turbulento, abrangendo os principais casos.

Desprendimento de vórtices (vortex shedding), este efeito é muito danoso, causando grandes amplitudes de oscilação quando a frequência de desprendimento de vórtices no interior do banco de tubos aproxima-se da frequência de vibração natural dos tubos e estes possuem baixo amortecimento. Esta frequência de desprendimento ocorre para valores constantes do número de Strouhal (Str), que vai de $Str = 0.2$ e $Str = 0.3$ para os regimes subcríticos e supercríticos, respectivamente.

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.

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.

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.

Païdoussis, 1982, apresenta uma revisão abrangente de duas classes de problemas de vibração devido a escoamento transversal ou axial encontrados em reatores e periféricos. A existência de uma flutuação de pressão randômica, devido à turbulência, agindo na superfície dos tubos é aceita como a causa de martelamento turbulento em escoamento axial, e o ponto fraco das pesquisas de escoamento axial induzindo vibrações e a dificuldade da avaliação dos campos de pressão na superfície dos tubos.

Weaver, 2000, ainda referindo-se ao mesmo assunto, comenta que existe uma lacuna de informação na avaliação das forças randômicas pela dificuldade encontrada em instalar transdutores de pressão nos tubos.

Ainda para esta classe de problemas, o autor salienta como conclusão que, na vibração induzida pelo escoamento axial, 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.

Em Žukauskas et al., 1980, as forças de excitação hidrodinâmicas do escoamento turbulento e o ângulo existente entre a direção do escoamento principal e a direção dos eixos dos tubos foram relacionados. Os 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.

Ziada, 1984, investigou a influência do ângulo dos tubos, dispostos em banco, na vibração induzida pelo escoamento. Foram avaliados três ângulos diferentes, 0°, 15° e 30°, estes ângulos foram tomados entre o escoamento incidente e a componente normal ao eixo dos tubos. O autor teve como uma das conclusões que os mecanismos de excitação, tais como desprendimento de vórtices, martelamento turbulento e ressonância acústica, diminuem de intensidade com o aumento do ângulo.

Weaver e El Kashlan, 1982, 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.

Endres, 1997, e Endres e Möller, 2001, estudaram o campo flutuante de pressões e velocidades, para os bancos de tubos de Silva, 1993. Seus resultados mostraram que para baixas razões de espaçamento não há desprendimento de vórtices, porém para razões intermediárias o desprendimento de vórtices ocorre para o número de Strouhal 0,21.

2.5 Escoamento Oblíquo em Bancos de Tubos e o uso de Placas Defletoras

Na maioria das investigações experimentais com bancos de tubos ou feixe de barras, estes equipamentos são submetidos a escoamento turbulento axial ou transversal. O estudo de bancos de tubos inclinados e placas defletoras, tornando assim mais realista a aproximação feita com trocadores de calor, é pouco utilizado nos experimentos.

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, e com uma porosidade $\epsilon=0,54$, relação entre a área total e a área efetiva de passagem, com o objetivo de verificar a relação existente entre a perda de carga e a velocidade do escoamento. Seus resultados foram comparados com os apresentados por Böttgenbach, 1977. Com relação ao ângulo formado entre o vetor velocidade e o gradiente de pressão, para tubos com inclinação em 0° e 90° , seus resultados concordaram com os obtidos por Böttgenbach, mesmo para números de Reynolds e arranjos diferentes.

Ziada et al., 1984, estudaram bancos de tubos inclinados ($\delta= 0^\circ$, 15° e 30°), de arranjos triangulares com relações de espaçamento $P_t/D=3.76$ e $P_t/D= 2.0$ e número de Reynolds 1.4×10^5 . O número de Strouhal (Str) encontrado para o desprendimento de vórtices, definido com a velocidade média na fenda estreita, mostrou-se independente do ângulo formado entre a direção principal do escoamento e o eixo dos tubos.

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° , 15° , 30° e 45° . A amplitude da oscilação dos cilindros, o coeficiente de sustentação e ângulo de fase das flutuações de velocidade e pressão, foram avaliados e verificou-se que as características de resposta dos cilindros inclinados não diferem muito das obtidas para cilindros perpendiculares ao escoamento principal.

As características do escoamento axial em feixes de tubos foi estudada por Möller, 1991, que analisou experimentalmente a origem das pulsações de um escoamento turbulento em feixes de tubos com várias relações de espaçamento. Também foi determinada a dependência que existia entre o número de Reynolds, o tamanho das fendas e a frequência das pulsações. A investigação da dependência da frequência das pulsações e velocidade do escoamento revela estas são proporcionais. O espectro das flutuações de pressão obtidos de ambos os lados da fenda possuem a mesma frequência de pico registrada no espectro da velocidade. No entanto, mesmo para um valor de Reynolds constante uma redução no tamanho da fenda causa um aumento na frequência das pulsações. Conforme o autor as

pulsações no escoamento tem origem no próprio movimento turbulento, e é a origem do processo de mistura entre os subcanais, significando assim altos coeficientes locais de transferência de calor. No entanto é possível que o fenômeno das pulsações dêem origem a vibrações induzidas pelo escoamento.

O processo de desenvolvimento e as características do escoamento turbulento no subcanal de um feixe de barras com razão de espaçamento $P/D = 1.15$, foi investigado por Parizzi, 1998. Para tanto, foram realizadas medições das tensões de cisalhamento, velocidades e tensões de Reynolds para quatro posições a jusante da entrada do feixe. Esta posições foram adimensionalizadas pelo diâmetro hidráulico do subcanal, resultando em $L/D_h = 1,63; 8,65; 13,59$ e $19,77$, para um número de Reynolds de $3,70 \times 10^4$.

Os resultados mostraram que na região de entrada, bem como na região já desenvolvida, a influência de escoamentos secundários é pequena e que o comprimento de entrada é maior do que o utilizado nessa pesquisa.

Em trabalho anterior, Rehme, 1986, mostrou que para um feixe de barras com relação de espaçamento, $P/D = 1.148$, a redistribuição do escoamento, devido aos efeitos de entrada, ainda não esta completa para $L/D_h = 97,4$.

Quanto ao fenômeno das pulsações de velocidade, Parizzi, 1998, observou sua existência na função de auto-correlação na posição $L/D_h = 19,77$, para posições mais na região de entrada o fenômeno não foi observado.

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.

Habib et al., 1998, estudaram o escoamento turbulento em um duto retangular utilizando placas defletoras. Sua análise teve como foco a influência do número de Reynolds e a altura da placa defletora nos coeficientes locais e globais de transferência de calor. Observaram-se regiões de recirculação e fortes gradientes de velocidade próximos à extremidade dos defletores.

Li e Kottke, 1998, também investigaram a transferência de calor em um trocador tipo casco e tubos. O banco de tubos era disposto axialmente ao escoamento e defletido por chicanas, sendo que o espaçamento entre estas era variado. Foram analisados três espaçamento para um número de Reynolds 8000 . Após as placas defletoras o coeficiente

local de transferência de calor diminuiu rapidamente devido a zona de recirculação, para todos as dimensões de espaçamento entre as placas defletoras. No entanto com o aumento do espaçamento entre as placas houve um aumento do coeficiente de transferência de calor, devido ao aumento de velocidade do escoamento na região.

Em Möller et al., 1999, encontra-se 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. Portanto, os resultados apresentados não eram conclusivos, motivando estudos em separado, analisando o efeito causado por placas defletoras, Demartini, 2001, e um estudo experimental do escoamento através de banco de tubos inclinados, Barcellos, 2001.

Demartini, 2001, analisou numérica e experimentalmente os campos de pressão e velocidade de um escoamento submetido a duas placas defletoras, figura 2.3. Foram obtidos vários perfis de velocidade para diferentes posições, bem como a energia cinética turbulenta. O autor observou o descolamento do escoamento nas extremidades dos defletores, tal como observado por Wiemer, 1937, ficando clara as regiões de recirculação do escoamento. Com relação à energia cinética turbulenta os maiores valores ocorrem na parte superior do duto entre as placas defletoras. Cabendo ressaltar a boa concordância entre os resultados experimentais e os obtidos numericamente.

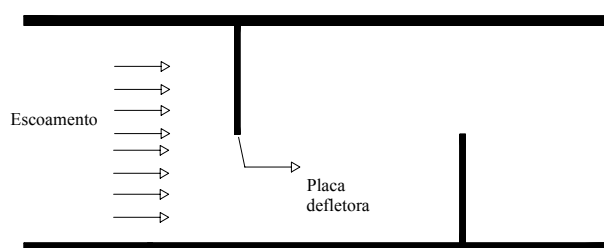


Figura 2.3 - Esquema da seção estudada por Demartini, 2001.

Barcellos, 2001, realizou 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, δ , (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, como observado por Böttgenbach, 1977 e Möller e Qassim, 1984.

As médias quadráticas das flutuações de pressão indicam uma distribuição mais uniforme das cargas dinâmicas em torno dos tubos, para bancos com inclinações de 30° e 90° . Os valores máximos encontrados nos pontos 0° e 110° é onde o jato preferencial da linha de tubos a montante incide, já os pontos máximos encontrados nas posições angulares de 80° e 120° indicam a ocorrência do fenômeno da separação da camada limite.

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° 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 picos aparecem aproximadamente para os mesmos valores de números de Strouhal. O autor também observa o aparecimento de fortes efeitos tridimensionais quando o ângulo de incidência do escoamento diminui.

3. FUNDAMENTOS TEÓRICOS

3.1.1 Equações de Balanço

A seguir será feita uma introdução à descrição das equações que governam o escoamento de um 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.

3.1.2 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:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \cdot u_i) = 0 \quad (3.1)$$

sendo

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 e sua flutuação e conforme a hipótese de Reynolds: $u_i = \bar{u}_i + u'_i$. A equação (3.1) pode ser reescrita na forma:

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\rho} \bar{u}_i + \overline{\rho' u'_i}) = 0 \quad (3.2)$$

Para o caso de fluidos incompressíveis ($\rho = \text{cte}$ e $\rho' = 0$) a equação (3.2), torna-se

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3.3)$$

3.1.3 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, dada por

$$\frac{Du_i}{Dt} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \cdot \nabla^2 u_i + f_i \quad (3.4)$$

sendo

p é a pressão;

ν é o coeficiente de viscosidade cinemática, e

f_i são as forças de campo nas direções ortogonais.

As forças de inércia; forças de pressão; forças viscosas e forças de campo, são representadas pelo primeiro, segundo, terceiro e quarto termo da equação (3.4), respectivamente. Utilizando a hipótese de Reynolds, onde as grandezas de velocidade e pressão são decompostas em sua parte média e flutuante, dada pelas equações (3.5) e (3.6) e combinando estas equações com a equação da conservação da massa, (3.2), pode-se reescrever a equação (3.4), conforme mostrado em (3.7)

$$u_i = \bar{u}_i + u'_i \quad (3.5)$$

$$p = \bar{p} + p' \quad (3.6)$$

$$\rho \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\mu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} - \overline{\rho u'_i u'_j} \right) + f_i \quad (3.7)$$

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).

$$\nabla^2 p = -\rho \frac{\partial^2 (u_i u_j)}{\partial x_i \partial x_j} \quad (3.8)$$

A introdução da hipótese de Reynolds, equações (3.5) e (3.6) na equação (3.8), obtém-se uma equação para a distribuição do campo de pressões flutuantes, dada por

$$\nabla^2 p' = -2\rho \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \frac{\partial u'_j}{\partial x_i} - \rho \frac{\partial^2 (u'_i u'_j)}{\partial x_i \partial x_j} + \rho \frac{\partial^2 \overline{u'_i u'_j}}{\partial x_i \partial x_j} \quad (3.9)$$

As flutuações de pressão são produzidas pela interação dos gradientes de velocidade média com as flutuações de velocidade e tensões de Reynolds instantâneas e médias, Rotta, 1972. Conforme Townsend, 1976, a amplitude das flutuações de pressão será influenciada apenas pela flutuação de velocidade verificada a uma distância comparável ao seu comprimento de onda.

3.2 Descrição Estatística da Turbulência

Sendo o escoamento turbulento um processo estocástico, onde ainda exige-se uma abordagem clássica feita via tratamento estatístico. O conjunto de todos os resultados de um processo estocástico pode, em alguns casos, ser descrito por valores médios obtidos a partir de parte deste conjunto, ou seja, através de um intervalo de tempo finito. Segundo Bendat e Piersol, 1990, 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 e correlação cruzada e função de densidade espectral.

3.2.1 Valor Médio

O valor médio de um processo aleatório $x(t)$, para um tempo, t_1 , é dado por

$$\mu_x(t_1) = \lim_{t \rightarrow \infty} \frac{1}{t_1} \int_{k=0}^{k=N} x_k(t) dt \quad (3.10)$$

No caso em que o valor médio definido pela equação (3.10), não varia ao longo do tempo o processo aleatório é dito estacionário, o valor médio é uma constante onde é válida a equação abaixo.

$$\mu_x(t_1) = \mu_x \quad (3.11)$$

Se num processo aleatório e estacionário os valores médios possuírem 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.

3.2.2 Valor Quadrático Médio

A intensidade de um fenômeno randômico pode ser descrita, ainda que rudimentarmente, em termos de valor quadrático médio, definido por

$$\psi_x^2 = \lim_{t \rightarrow \infty} \frac{1}{t} \int_0^t x_{(t)}^2 dt \quad (3.12)$$

sendo a média temporal do somatório do valor quadrático (Bendat e Piersol, 1990).

A variância representa a dispersão de um dado registro da amostra em relação a sua média, sendo dada por

$$\sigma_x^2 = \lim_{t \rightarrow \infty} \frac{1}{t} \int_0^t [x(t) - \mu_x]^2 dt \quad (3.13)$$

No escoamento turbulento a variância permite conhecer a energia da parte dinâmica do sinal, seja ele de velocidade ou pressão.

O valor R.M.S, é definido como a raiz quadrada da variância e define uma média da dispersão da parte dinâmica de um sinal.

Portanto o valor quadrático médio, ψ^2 , é a soma entre a variância e o quadrado da média

$$\psi_x^2 = \sigma_x^2 + \mu_x^2 \quad (3.14)$$

3.2.3 Correlação Cruzada

Sejam $x(t)$ e $y(t)$ duas funções genéricas do tempo, a função de correlação entre ambas pode ser descrita pela equação (3.15) e denota a interdependência de dados existentes entre um tempo “ t ” e outro “ $t+\tau$ ”, sendo que τ é o tempo de retardo. A função de correlação cruzada pode ser adimensionalizada pelos valores quadráticos médios de $x(t)$ e $y(t+\tau)$, sendo denotada por C_{xy} e chamada de coeficiente de correlação cruzada. O valor de C_{xy} estará entre -1 e 1. Se, para um dado tempo t , $C_{xy}=1$, as funções são idênticas (correlatas), se $C_{xy}=0$ não há correlação entre as mesmas.

No um caso particular em que $x(t) = y(t)$, a função (3.15), torna-se uma função de autocorrelação, R_{xx} , seus coeficientes de autocorrelação, C_{xx} , são calculados de forma análoga ao descrito acima.

Portanto em ambas funções de correlação os resultados obtidos fornecem a análise, no espaço temporal, que permite conhecer características periódicas das grandezas do escoamento.

$$R_{xy}(\tau) = \lim_{t \rightarrow \infty} \frac{1}{t} \int_0^t x(t) y(t+\tau) dt \quad (3.15)$$

3.2.4 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, 1990, representa a razão de variação do valor quadrático médio de uma dada função $x(t)$ com a frequência (f) e é dada por

$$\Phi_{xx}(f) = \frac{1}{B\theta} \int_0^\theta x^2(f, B, t) dt \quad (3.16)$$

sendo

θ é um tempo adequado de observação e

B é a largura da banda, resolução.

No espaço de Fourier, a função densidade autoespectral, equação (3.17), será definida como a transformada de Fourier da função de autocorrelação (R_{xx})

$$\Phi_{xx}(f) = \int_0^T R_{xx}(\tau) e^{-i2\pi f \tau} d\tau \quad (3.17)$$

Esta função apresenta informações equivalentes às obtidas com a função de autocorrelação, porém no domínio da frequência.

3.2.5 A função densidade Espectral Cruzada

De forma análoga a densidade a equação (3.17), a função densidade espectral cruzada é definida como sendo a transformada de Fourier da função de correlação cruzada e é definida pela equação (3.18).

$$\Phi_{xy}(f) = \int_0^T R_{xy}(\tau) e^{-i2\pi f \tau} d\tau \quad (3.18)$$

Segundo Tennekes e Lumley, 1987, devido ao caráter aleatório do comportamento das grandezas em um escoamento turbulento, é importante considerar, além de valores médios, a distribuição das flutuações destas grandezas em torno da média e como se relacionam-se entre si no tempo, frequência e espaço.

4. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

4.1 Descrição da Bancada de Testes

A representação lateral da bancada de testes utilizada para realização dos experimentos pode ser observada na figura 4.1. Consiste de um canal horizontal de seção retangular 146 mm de altura, 193 mm de largura e comprimento de 900 mm, sendo medido a partir do tubo de Pitot até a saída.

O fluido de trabalho é o ar e é dirigido por um ventilador centrífugo, passando por um difusor e por um conjunto de homogenizadores, sendo o primeiro do tipo grade, o segundo tipo colméia e o terceiro formado por duas telas de malha fina. Estes dispositivos têm a finalidade de uniformizar o escoamento e reduzir a intensidade de turbulência abaixo de 1%, antes que o ar atinja a seção de teste onde serão realizadas as medições.

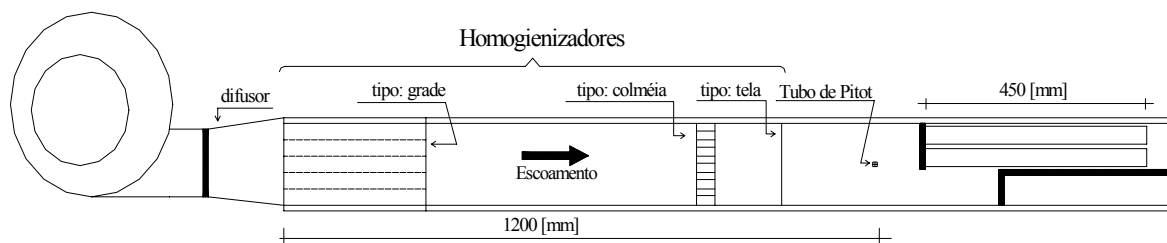


Figura 4.1 - Esquema da seção de testes, vista lateral do túnel de vento, com a primeira seção de testes.

Os bancos de tubos utilizados no experimento possuem duas linhas, estando montados, rigidamente, em arranjo quadrangular com razão de espaçamento $P/D = 1,26$.

A primeira seção de testes possui uma placa defletora voltada para o escoamento principal, presa na parede superior do canal e uma segunda placa, localizada 150 mm a jusante da primeira, porém na parede inferior do canal, sendo o banco de tubos formado por 10 tubos de 450 mm. A partir de então, ocorre um estreitamento do canal em 45 % de sua altura, 66 mm, como mostrados na figura 4.2. Portanto, a jusante da segunda placa defletora o canal passa a ter 80 mm de altura, simulando uma entrada assimétrica do escoamento em um feixe de tubos.

Para obter-se os dados ao longo do eixo dos tubos, nas linhas “A”, “B” e “C”, foram utilizados bancos de diferentes tamanhos: 150, 300 e 450 mm, que foram presos a primeira placa defletora, figura 4.3. Primeiramente os dados foram adquiridos até a posição “A”, depois até a posição “B” e finalmente até a saída do banco de tubos de 450 mm.

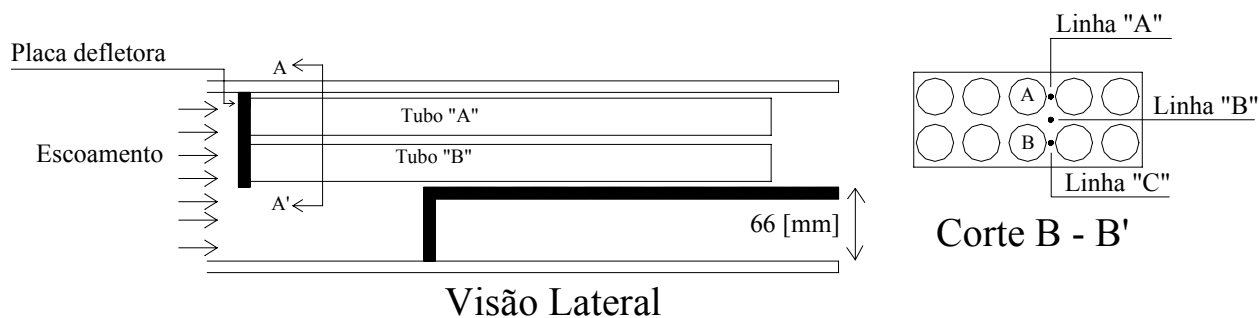


Figura 4.2 - Detalhes da configuração final da primeira seção de testes.

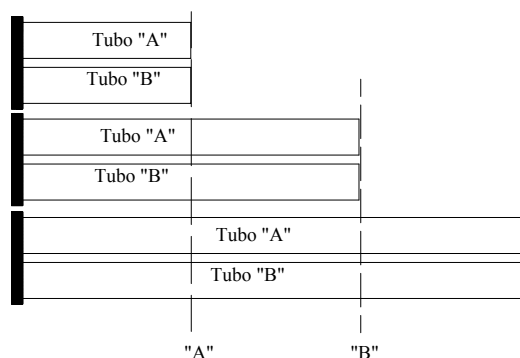


Figura 4.3 - Diferentes tamanhos de bancos de tubos. Visão lateral.

A segunda seção de testes possui três placas defletoras, a primeira voltada para o escoamento principal, localizada na parede superior do canal, 300 mm a jusante desta uma outra placa, também na parede superior do canal e no meio do feixe de tubos, que liga uma placa a outra, uma placa fixada nas paredes laterais do canal, como mostrada na figura 4.4. Esta configuração criará um efeito no escoamento parecido com o que acontece em trocadores de calor. O esquema do túnel é o mesmo utilizado na figura 4.1.

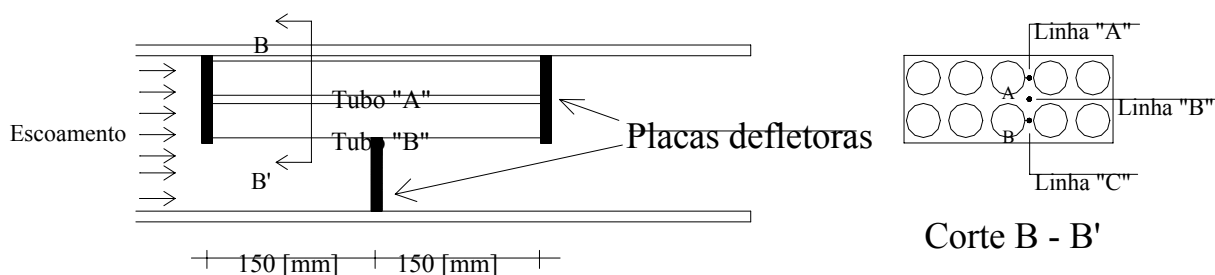


Figura 4.4 - Esquema da segunda seção de testes.

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.

Esta escolha permite a continuidade dos trabalhos realizados por Silva, 1993, e Endres, 1997, Möller et, al., 1999, Barcellos, 2001 e Demartini, 2001.

O número de Reynolds para a primeira seção a ser estudada foi praticamente o mesmo em todas as medições feitas, ou seja, $Re= 3,32.10^4$. Já na segunda seção de testes as medições foram feitas em Reynolds $2,99 10^4$, definidos com o diâmetro externo dos tubos, 32,1 mm, e a velocidade média do escoamento abaixo do primeiro defletor.

Portanto ambos os escoamentos são caracterizados pelo regime sub-crítico, que, segundo Žukauskas, 1972, ocorre para os números de Reynolds em $5 \times 10^2 < Re < 2 \times 10^5$.

O posicionamento dos bancos de tubos dentro da bancada de testes foi sempre o mesmo, ou seja, a primeira placa defletora de ambas as seções está localizada 300 mm do tubo de Pitot, fixo, que dista 900 mm da saída do túnel.

4.2 Instrumentação

A uma distância de 300 mm a montante da primeira placa defletora, existe instalada uma sonda de Pitot e um sensor de temperatura. A sonda de Pitot foi utilizada para medir a velocidade de referência do escoamento não perturbado, por meio de um manômetro eletrônico. Esta velocidade de referência foi tomada para todas as medições, não tendo sido movimentado este tubo de Pitot ao longo de todo o trabalho experimental.

Para a realização das medições de flutuação de pressão e pressão média sobre os contornos dos tubos, um transdutor de pressão piezo-resistivo, marca ENDEVCO modelo 8210B, foi inserido dentro dos tubos. A figura 4.5, mostra o dispositivo utilizado para a colocação do transdutor de pressão dentro dos tubos. Trata-se de uma peça de nylon usinada de forma cilíndrica a fim de que possa entrar em um tubo de PCV, e no centro, desta peça, é feito uma rosca de forma que o transdutor de pressão possa ser preso.

As tomadas de pressão foram realizadas a 95, 190 e 285 mm a jusante da primeira placa defletora, e a medida que o transdutor de pressão se deslocava havia a necessidade de que o tubo fosse formado por mais partes, como mostra as figuras 4.6 e 4.7.

O mesmo procedimento ocorria para a segunda seção de testes, porém as medições foram feitas nas posições 95 e 190 mm a jusante da primeira placa defletora. A terceira placa defletora possui um furo para que o tubo instrumentado possa ser girado, figura 4.8. Este furo foi feito com a menor folga possível e após colocados os tubos “A” e “B” nos respectivos furos os possíveis vazamentos foram estancados com fita duréx.

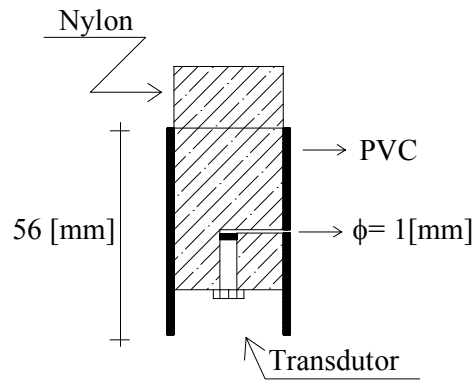


Figura 4.5 - Detalhe do tubo instrumentado.

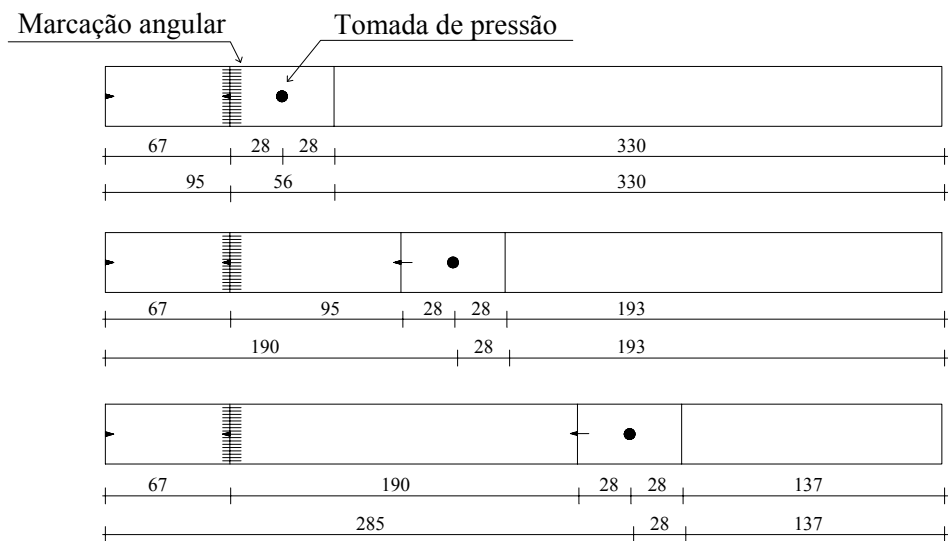


Figura 4.6 - Configuração do tubo instrumentado, medidas em milímetros.

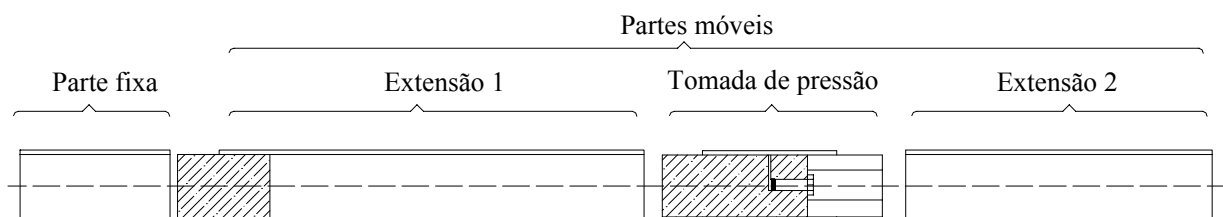


Figura 4.7 - Exemplo de montagem de um tubo instrumentado corte longitudinal.

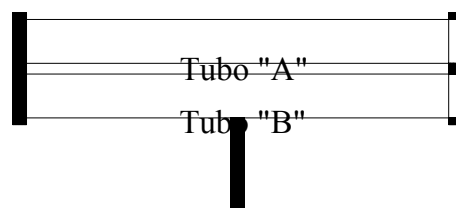


Figura 4.8 - Detalhe da segunda seção de testes.

O campo de pressão média foi determinado para as duas seções de testes em estudo. As tomadas de pressão estática foram feitas ao longo de uma das paredes laterais do túnel de vento, na região onde os tubos estavam localizados. A malha formada de pontos de tomada de pressão estendia-se desde 150mm a montante da primeira placa defletora até a saída do túnel para ambas as seções de testes. Estas medições foram executadas utilizando ora um manômetro diferencial de coluna d'água, ora manômetros eletrônicos Hartmann & Braun ARA 200 que se encontram disponíveis no laboratório, devido ao fato de que a faixa de medição de pressão de ambos os transdutores, 400 e 250 Pa, estava muito aquém da faixa necessária para todos os pontos de medição.

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. Nesta fase foi utilizado um micro-acelerômetro Bruel & Kjaer, devido ao fato de sua pequena massa não interferir na massa dos tubos.

4.3 Metodologia de Ensaio

No início de cada série de medições, as condições ambientais eram avaliadas: pressão atmosférica e temperatura ambiente. A temperatura do fluido de trabalho era medida no interior do túnel de vento após estabelecido o escoamento, afim de que a variação de temperatura entre o início e o final das medições tendesse a zero, para a determinação das propriedades físicas do fluido durante o processo. Eram, também, efetuadas as calibrações dos sistemas de anemometria e medição de pressão, em dispositivos próprios para obtenção das curvas de calibração. A calibração do transdutor de pressão foi feita utilizando a bancada de calibração descrita por Vicari, 1996, utilizando manômetros eletrônicos Hartmann & Braun ARA 200 e multímetros aferidos, estabelecendo assim a relação entre pressão e voltagem ou velocidade e voltagem.

A leitura dos sinais de pressão média e flutuação de pressão no contorno dos tubos "A" e "B", foi feita de 0° a 180°. Sendo esta nomenclatura, a mesma utilizada por Möller et al., 1999, ou seja, 0° é a posição da tomada de pressão quando esta está voltada para a placa inferior do túnel de vento e 180° quando localiza-se no sentido oposto, figura 4.9.

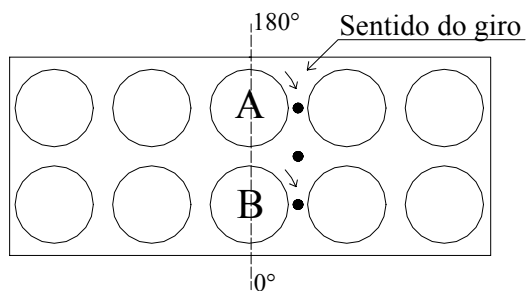


Figura 4.9 - Vista frontal da placa defletora onde encontram-se os tubos: marcação das posições.

O ângulo de incidência do escoamento, medido entre o vetor velocidade e o eixo dos tubos, as velocidades médias e as flutuações de velocidade foram avaliadas através da técnica de anemometria de fio quente a temperatura constante, para ambas as seções. Ao longo das linhas “A”, “B” e “C”, mostrados nas figuras 4.2 e 4.4, uma sonda de fio inclinado (45°) foi introduzida, até distar aproximadamente 10 mm a jusante da primeira placa defletora (esta distância se justifica meramente por motivos de segurança da sonda) e com a ajuda de um posicionador (carro de torno), com uma precisão de 1 mm, a sonda foi movida ao longo do eixo dos tubos com passos de 10 mm, primeiramente na posição “1” e após, retornado ao início, na posição “5”, figura 4.10. A figura 4.11, mostra um esquema da movimentação da sonda no interior de uma das linhas de medição, onde uma haste de acrílico é fixada sobre um bloco rígido, que por sua vez é fixado ao carro de torno que permite o movimento ao longo da linha de mediação.

A metodologia descrita acima foi feita para os três diferentes tamanhos de bancos de tubos.

Para a segunda seção de testes o esquema de movimentação da sonda é o mesmo com a diferença que o bloco rígido é suprimido e a haste de acrílico é fixada diretamente no carro de torno. A fim de que a sonda passe para o interior das linhas há na terceira placa defletora três furos de 4 mm de diâmetro, figura 4.4, corte B – B’.

Para a segunda seção de testes o início das medições dá-se a partir da posição 130 mm, a jusante da primeira placa defletora, devido ao prolongador de sonda possuir 170 mm.

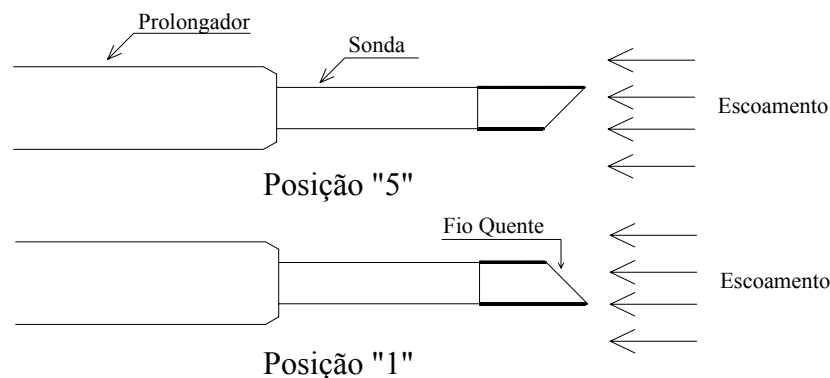


Figura 4.10 - Posição das Sondas

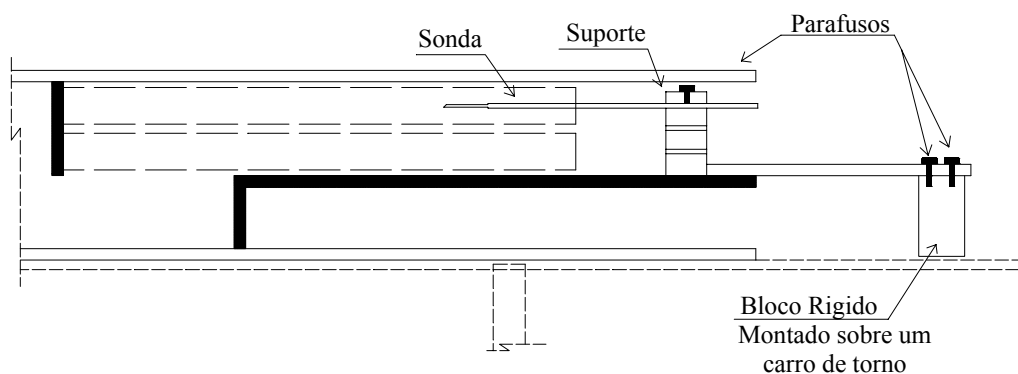


Figura 4.11 - Vista lateral da bancada de testes mostrando o posicionador da sonda de anemometria de fio quente.

4.4 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 4.12. 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.

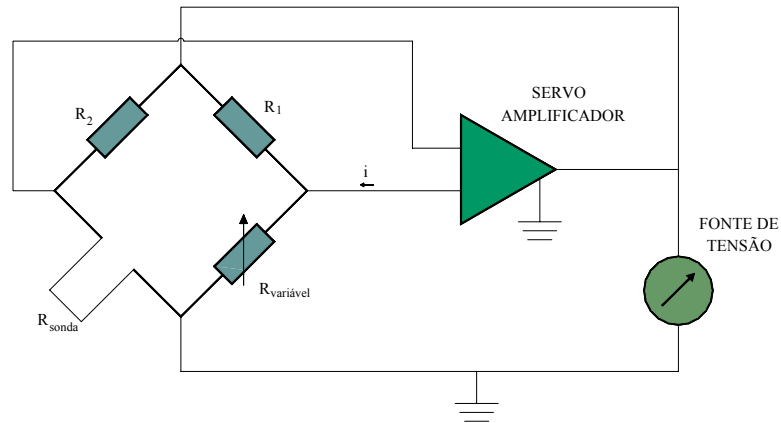


Figura 4.12 - Circuito de medição em anemometria de fio quente (DANTEC, 1992).

4.5 Determinação das Velocidades Médias, Intensidade de Turbulência e Ângulos de Inclinação com o Anemômetro de Fio Quente

4.5.1 Sonda Inclinada de Fio Simples

Existem vários métodos de obtenção das grandezas de velocidade e seus ângulos de incidência, medidos entre a vetor velocidade e o eixo da sonda. No presente trabalho foi utilizado o método de Hooper, 1980, que tem como base a formulação proposta por Collins e Williams, 1959, equação (4.1), usando a correlação do co-seno modificado, equação (4.2).

$$E^2 - E_0^2 = BU_{\text{eff}}^n \quad (4.1)$$

$$U_{\text{eff}} = U \cos^m(\alpha) \quad (4.2)$$

Portanto a equação para a sonda de fio inclinado toma a seguinte forma:

$$E_{\varepsilon}^2 - E_0^2 = BU^n \cos^m(\alpha) \quad (4.3)$$

Sendo:

E = tensão medida pela sonda;

E_0 = Tensão a velocidade zero;

U = velocidade;

B, m, n = coeficientes obtidos a partir da calibração.

No entanto a proposta por Collins e Williams, 1959, é feita para mesma temperatura, portanto a tensão a velocidade zero, E_0 , deve ser corrigida, Vosáhlo, 1984.

Neste trabalho considerou-se α , que é o ângulo efetivo da sonda, constante e igual a 45° .

As componentes axial, U_x , e normal ao eixo dos tubos U_y , de velocidade incidente e os ângulos de incidência do vetor velocidade, δ , foram obtidos pelo sistema de equações, (4.4), gerada pela demonstração dada na figura 4.13.

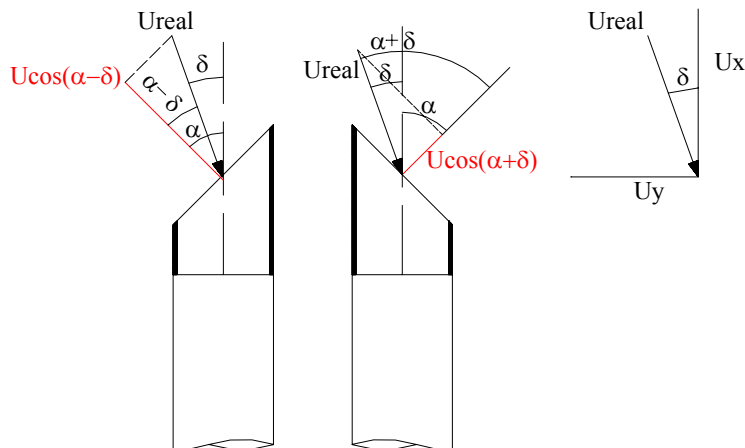


Figura 4.13 - Posição das sondas inclinadas e dos vetores velocidade, Indrusiak, 1997.

$$\begin{aligned}\bar{E}_1^2 - \bar{E}_0^2 &= B\bar{U}_{\text{real}}^n \cos^m(\alpha - \delta) \\ \bar{E}_5^2 - \bar{E}_0^2 &= B\bar{U}_{\text{real}}^n \cos^m(\alpha + \delta)\end{aligned}\quad (4.4)$$

Sendo que as posições “1” e “5”, já foram descritas no item 4.3 e mostradas na Figura 4.10. O símbolo, δ , refere-se ao ângulo médio do vetor velocidade.

Reorganizando o sistema de equações (4.4), obtém-se:

$$\frac{\cos(\alpha - \delta)}{\cos(\alpha + \delta)} = \left(\frac{\bar{E}_1^2 - \bar{E}_0^2}{\bar{E}_5^2 - \bar{E}_0^2} \right)^{\frac{1}{m}} = \overline{CV} \quad (4.5)$$

e rearranjando a expressão (4.5), encontra-se δ , que é dado por (4.6)

$$\text{tg}\delta = \frac{\bar{U}_y}{\bar{U}_x} = \frac{\overline{CV} \cos(\alpha) - \cos(\alpha)}{\overline{CV} \sin(\alpha) + \sin(\alpha)} \quad (4.6)$$

Realizando-se os devidos algebrismos chega-se então as componentes de velocidade média axial e normal ao eixo dos tubos, equação (4.7).

$$\begin{aligned}\bar{U}_x &= \bar{U}_{\text{real}} \cos(\delta) \\ \bar{U}_y &= \bar{U}_{\text{real}} \sin(\delta)\end{aligned}\quad (4.7)$$

Admitindo o ângulo médio do vetor velocidade, δ , para todo o escoamento, pode-se calcular a série temporal de velocidade, U_{real} , adquirindo, assim, as flutuações de velocidade nas direções axial e vertical, (4.8).

$$\begin{aligned}u'_x &= U_{\text{real}} \cos(\delta) - \bar{U}_x \\ u'_y &= U_{\text{real}} \sin(\delta) - \bar{U}_y\end{aligned}\quad (4.8)$$

4.5.2 Sonda de Fio Inclinado Dupla

Devido a impossibilidade de obtenção de auto-espectros e espectros cruzados das diferentes componentes da flutuação de velocidade, utilizando-se a sonda simples, utilizou-se uma sonda dupla. Esta sonda possui um fio inclinado a 45°, e outro reto, representados na figura 4.14.

O método de calibração também tem como base formulação proposta por Collins e Williams, 1959, (4.1).

Sendo os fios da sonda e o vetor velocidade, U_{real} , representados abaixo, tem-se as seguintes equações:

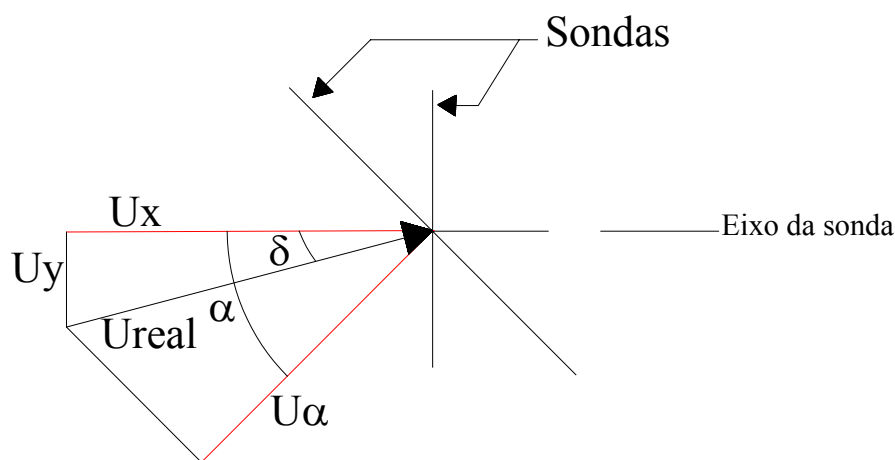


Figura 4.14 - Posição do vetor velocidade na sonda dupla, Indrusiak, 2003.

Sendo a velocidade obtida pela sonda reta e inclinada, dada pelas equações (4.9) e (4.10).

$$E_x^2 - E_{0x}^2 = B_x U_x^{n_x} \quad (4.9)$$

$$E_\alpha^2 - E_{0\alpha}^2 = B_\alpha U_{real}^{n_\alpha} \cos^m(\alpha - \delta) \quad (4.10)$$

A velocidade na direção axial ao eixo dos tubos, U_x , é uma função da velocidade real, U_{real} , e o cosseno do ângulo de incidência, δ , dados equação (4.11).

$$U_x = U_{real} \cos(\delta) \quad (4.11)$$

Substituindo a equação (4.11) em (4.10), obtém-se:

$$E_\alpha^2 - E_{0\alpha}^2 = B_\alpha \frac{U_x^{n_\alpha}}{\cos^{n_\alpha} \delta} \cos^m(\alpha - \delta) \quad (4.12)$$

Rearranjando as equações (4.9) e (4.10) e sendo os expoentes “ n_α ” e “ n_x ” iguais chega-se na equação

$$\sqrt{2} \left(\frac{B_x (E_\alpha^2 - E_{0\alpha}^2)}{B_\alpha (E_x^2 - E_{0x}^2)} \right)^{\frac{1}{m}} = \frac{\cos(\delta) + \sin(\delta)}{\cos^{\frac{n}{m}}(\delta)} \quad (4.13)$$

Considerando-se $m=n$, o ângulo δ é dado pela equação
Erro! A origem da referência não foi encontrada.

$$\text{tg}(\delta) = \sqrt{2} \left[\frac{B_x (E_\alpha^2 - E_{0\alpha}^2)}{B_\alpha (E_x^2 - E_{0x}^2)} \right]^{\frac{1}{m}} - 1 \quad (4.14)$$

A consideração de $n=m$ somente deverá ser feita para ângulos de incidência menores que 40° , pois a partir deste limite os erros em se considerar $n=m$, aumentam muito de forma a comprometer as medições.

4.6 Aquisição e Análise de Dados

A aquisição dos dados foi realizada utilizando uma placa conversora analógico-digital, modelo KEITHLEY/METRABYTE DAS-58, 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 do conversor 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 visava o tratamento estatístico do sinal obtendo assim médias, médias quadráticas, funções auto-espectrais e correlações entre flutuações de velocidade e de pressão.

Os dados de pressão média no contorno dos tubos “A” e “B”, foram adquiridos utilizando-se o transdutor de pressão com uma frequência de aquisição de 1KHz, um número de amostras de 4096 pontos. As flutuações de pressão foram adquiridas com uma frequência de amostragem de 4 KHz, número de amostras de 65536 pontos, filtro passa altas de 1Hz e passa baixa de 1.6 KHz. Tanto para as pressões médias quanto para suas flutuações foi utilizado um amplificador de sinais a fim de que não houvesse perda da informação

O sinal proveniente da sonda inclinada era obtido em tensão. A obtenção dos ângulos médio do escoamento, δ , velocidades média e intensidade de turbulência nas direções x e y, foram adquiridas com uma frequência de aquisição de 1KHz, com um número de amostras de 4096 pontos, sem a utilização de filtros.

5. Resultados

5.1 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;

$$Re = \frac{UD}{\nu} \quad (5.1)$$

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

$$Eu = \frac{\Delta P}{\rho U^2} \quad (5.2)$$

- Número de Strouhal (St): utilizado na definição de adimensionalização de frequências.

$$St = \frac{fD}{U} \quad (5.3)$$

sendo:

f = 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, Endres e Möller, 2001-b. Neste trabalho será utilizado o diâmetro externo do tubo como comprimento característico, e serão investigada duas diferentes velocidades de adimensionalização.

- Velocidade de Referência (U_r): Velocidade não perturbada, intensidade de turbulência menor do que 1%, medida por meio de um tubo de Pitot localizado 300 mm a montante da primeira placa defletora, para ambas as seções de teste.

- Velocidade de Entrada (U_e): velocidade de adimensionalização utilizada por Möller et al, 1999, que consiste na aplicação da equação da continuidade entre a seção livre do túnel de vento, com velocidade U_r , e a seção reduzida uma vez que a primeira placa defletora é impermeável, (5.4).

$$U_r A_t = U_e A_r \quad (5.4)$$

sendo:

- A_t = área da seção transversal do túnel;
- A_r = área da seção abaixo da primeira placa defletora.

Portanto, tendo a primeira placa defletora 80 mm de altura e sendo altura total do túnel de 146 mm, a seção transversal por onde o escoamento efetivamente passa é de:

$$A_r = (146 - 80) \times 193$$

$$A_r = 12738 \text{ mm}^2$$

Sendo assim a velocidade de entrada para ambas as seções é dado pela equação (5.5):

$$U_e = 2,212 U_r \quad (5.5)$$

Para a utilização da equação (5.5), investigou-se a distribuição de velocidade logo abaixo da primeira placa defletora, até a metade da largura do canal. Onde “H”, representa a altura da parede inferior do canal até a borda da placa defletora e “L”, representa a distância da parede lateral do canal até a metade do canal. A figura 5.1, representa o campo de velocidades de entrada, mostrando que sua distribuição é logarítmica, sendo os valores médios adimensionalizados pela velocidade de referência, U_r . Logo abaixo da primeira placa defletora ocorre uma aceleração do escoamento, com velocidades que chegam até 2,60 vezes a velocidade de referência, U_r . No entanto os valores mais comuns do campo de velocidades estão entre 2,0 e 2,40 vezes U_r . Na obtenção dos dados de velocidade utilizou-se uma sonda reta que foi deslocada de 10 em 10 mm, em relação a largura do túnel, até 100 mm e na direção vertical, os dados de velocidade foram obtidos a partir de 15 mm do piso até 55 mm de altura, também com passos de 10 em 10 mm, mapeando assim metade da área de entrada.

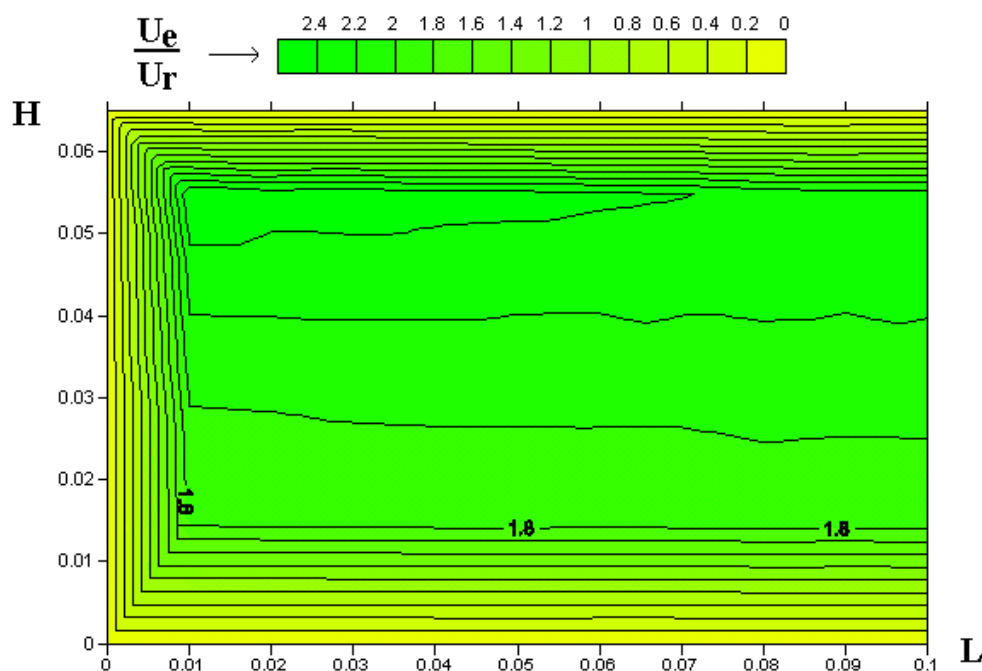


Figura 5.1 - Campo de velocidade de entrada, U_e , sob a primeira placa defletora.

Tendo como base que os parâmetros utilizados nas adimensionalizações sejam facilmente reproduzíveis, adotou-se equação (5.4), por atender de forma satisfatória esta proposição.

5.2 Análise do Campo de Pressão na Parede lateral do Túnel

Nesta primeira etapa do trabalho, tratou-se do levantamento das pressões médias em uma das paredes laterais do túnel, onde pretendia-se observar a direção do escoamento, as possíveis zonas de recirculação e a própria distribuição do campo de pressões médias.

Foram feitas tomadas de pressão estática uniformemente distribuídas ao longo da parede lateral do túnel de vento, de modo a formar uma malha, totalizando 99 pontos de medição para ambas seções, sendo que o primeiro ponto localizava-se a 30 mm a jusante da primeira placa defletora e o último 10 mm a montante da saída do túnel. O procedimento experimental encontra-se descrito no item 4.2.

Os resultados para ambas seções são apresentados na forma do número de Euler, utilizando a velocidade de referência do escoamento, U_r , como parâmetro para a adimensionalização.

As figuras 5.2 e 5.3, mostram os campos de pressões médias na parede lateral, para a primeira seção e a segunda, e a localização do eixo dos de tubos e placas defletoras.

Na região de entrada em ambas as seções existem iso-linhas de pressão paralelas indicando um gradiente de pressão que direciona verticalmente o escoamento devido à presença da segunda placa defletora.

As zonas de recirculação do escoamento na região de entrada são evidenciadas pelo por zonas de alta pressão na parte superior do canal, junto ao defletor superior e a montante do defletor inferior.

Em ambas a seções, à medida que o escoamento se aproxima do segundo defletor, sua aceleração, força com que se concentre na parte superior do canal, provocando o descolamento da camada limite na borda do defletor, e zonas de baixa pressão a jusante, tal como foi mostrado por Demartini, 2001. Este efeito é bastante visível na parte superior do segundo defletor onde as iso-linhas de pressão inflexionam-se de maneira semelhante em ambas as seções.

O campo de pressões médias para segunda seção de teste, figura 5.3, possui valores mais elevados demonstrando assim um maior confinamento do escoamento dentro da seção. Na região entre as posições 150 e 300 mm, o gradiente de pressão toma o sentido inverso,

indicando uma mudança de direção no vetor velocidade devido a terceira placa defletora e uma região de baixa pressão a jusante do segundo defletor.

Cabe ressaltar que por definição o escoamento turbulento e tri-dimensional, e as isolinhas de pressão estática que aparecem nos mapas, na parede lateral não reproduzem o que realmente acontece nas linhas de medição, no entanto dão uma idéia bastante razoável do comportamento do escoamento neste local.

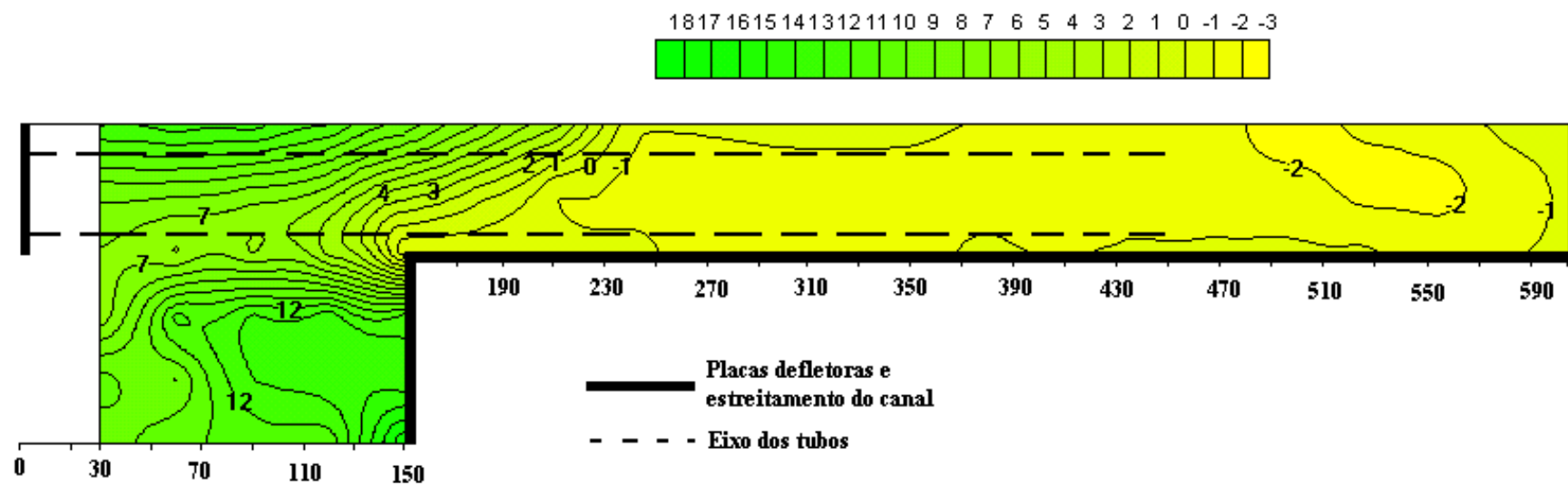


Figura 5.2 - Campo de pressões médias na parede lateral, primeira seção de testes. O escoamento se dá da esquerda para direita.

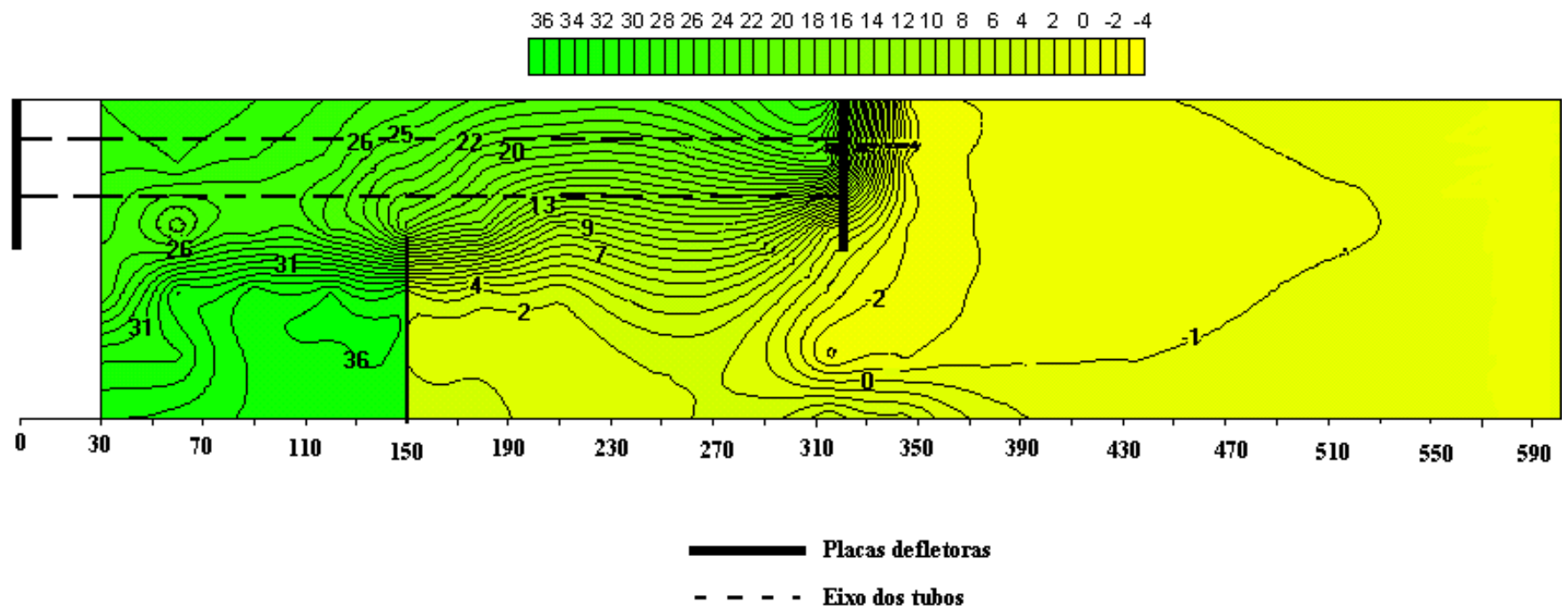


Figura 5.3 - Campo de pressões médias na parede lateral, segunda seção de testes. O escoamento se dá da esquerda para direita.

5.3 Distribuição da Pressão sobre o contorno dos Tubos Instrumentados

Nesta etapa do trabalho foram medidas as pressões médias e flutuação de pressão no contorno dos tubos. Os resultados foram adimensionalizados na forma do número de Euler sendo utilizado a velocidade de entrada (U_e) como parâmetro para adimensionalização.

As figuras 5.4 e 5.9, dizem respeito ao estudo realizado na primeira seção de testes e a localização das tomadas de pressão no tubo inferior e superior, mostrados, nas figuras 5.4 a 5.7.

Nas figuras 5.5 e 5.6, são mostradas, respectivamente, a distribuição das pressões médias e das médias quadráticas das flutuações de pressão, no contorno do tubo inferior, tubo "B", para as posições 95, 190 e 285 mm em relação a primeira placa defletora.

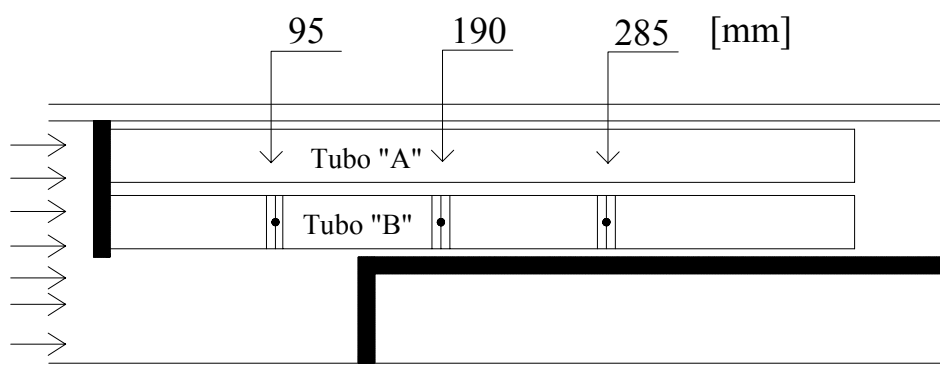


Figura 5.4 – Localização dos pontos de tomada de pressão, no tubo inferior.

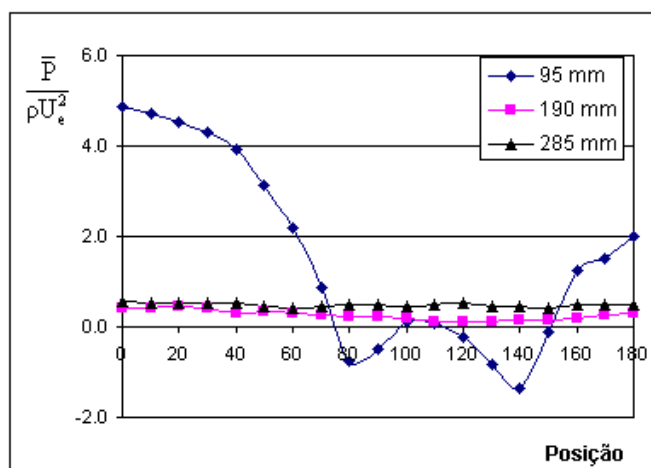


Figura 5.5 - Distribuição de pressões médias em função da posição angular, tubo inferior.

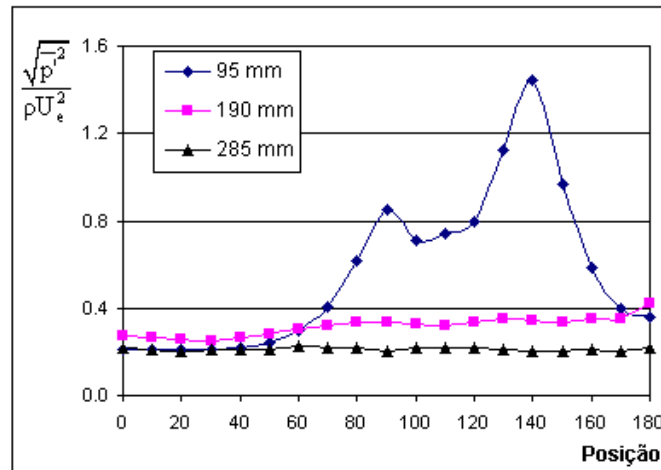


Figura 5.6 - Distribuição das médias quadráticas das flutuações de pressão em função da posição angular, tubo inferior.

Na região de entrada, posição 95 mm, a distribuição de pressões em torno do tubo inferior é muito parecida com a que ocorre em tubos isolados, submetidos a escoamento cruzado. Tendo seu valor máximo na posição 0° , que corresponde à posição frontal em relação ao escoamento principal, decrescendo até um mínimo na posição 140° . Estes coeficientes de pressão média são altos se comparados com os resultados obtidos por Barcellos, 2002, em bancos de tubos inclinados, que apresentam coeficientes de pressão menores que 1. No entanto para as posições 190 e 285 mm a jusante da placa defletora, os coeficientes de pressão diminuem bastante, e devido a presença de zonas de baixa pressão logo após o segundo defletor as pressões médias tomadas na posição 190 mm, são ligeiramente menores que as obtidas na posição 285 mm. Este fato está bem demonstrado na figura 5.2, onde na posição do segundo defletor o mapa de pressões na parede lateral mostra uma região de menor pressão que nas posições a jusante.

Quanto às médias quadráticas das flutuações de pressão, observa-se na região de entrada, 95 mm, não há uma distribuição uniforme destes valores, com picos nas posições 90° e 140° . Observa-se que na posição 140° , existe duas informações importantes: o menor valor de pressão média e o maior valor médio quadrático de flutuação de pressão, indicando o fenômeno de desprendimento de vórtices.

As figuras 5.8 e 5.9, mostram, respectivamente, a distribuição das pressões médias e os valores quadráticos médios das flutuações de pressão no contorno do tubo superior, tubo “A”, para as posições 95, 190 e 285 mm em relação a primeira placa defletora.

A distribuição de pressões médias na região de entrada do tubo superior, tubo “A”, mostra um decréscimo na pressão até a posição 20° , isto se deve ao fato do tubo superior estar localizado na sombra do tubo inferior. Observa-se ainda que distribuição de pressões média

no tubo superior difere bastante da distribuição de pressões obtidas em linhas internas de bancos de tubos, sendo isto explicado pelo fato do banco de tubos possuir apenas duas linhas e sofrer uma forte influência da parede superior do canal.

Quanto às pressões médias nas posições 190 e 285 mm, nota-se que os valores numéricos são maiores que no tubo inferior, para as mesmas posições, e que a distribuição de pressões é menos uniforme, principalmente na posição 190 mm. Devendo-se isto à presença do sendo defletor que concentra o escoamento na parte superior do canal, dando origem a coeficiente de pressão mais altos e um desbalanceamento de cargas estáticas devido a escoamentos cruzados.

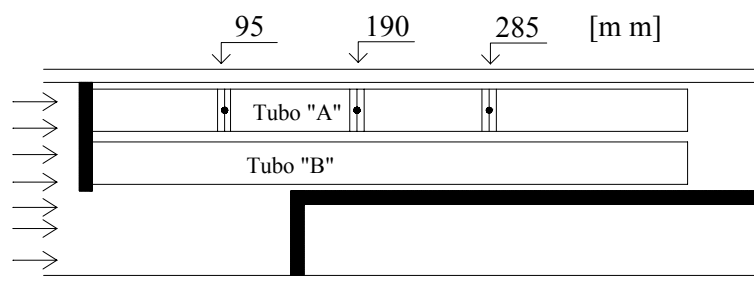


Figura 5.7 - Localização dos pontos de tomada de pressão, no tubo superior.

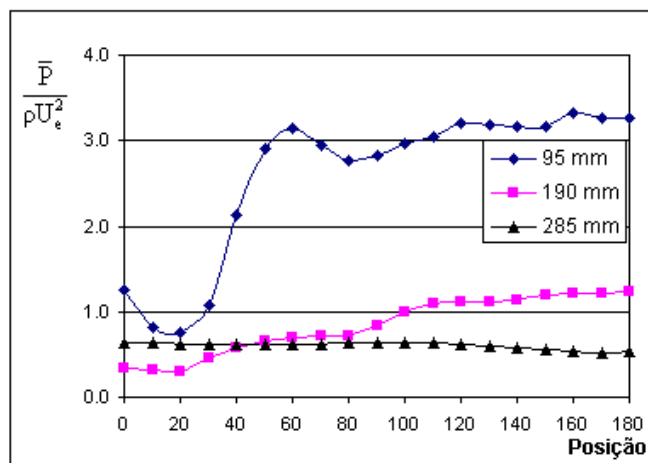


Figura 5.8 - Distribuição de pressões médias em função da posição angular, tubo superior.

Os valores quadráticos médios das flutuações de pressão no tubo superior, apresentados na figura 5.9, mostram, na região de entrada, 95 mm, um valor de pico entre as posições 30° e 40°, porém isto se deve ao desprendimento de vórtices que ocorre no tubo inferior na posição 140°.

Observa-se, para ambos os tubos, que a medida que a tomada de pressão é afastada da região de entrada a distribuição das cargas dinâmicas no contorno do tubo torna-se mais uniforme, no entanto a componente vertical de velocidade causa pelo redirecionamento do

escoamento próximo ao segundo defletor, causa uma maior desbalanceamento das cargas dinâmicas na posição 190 mm.

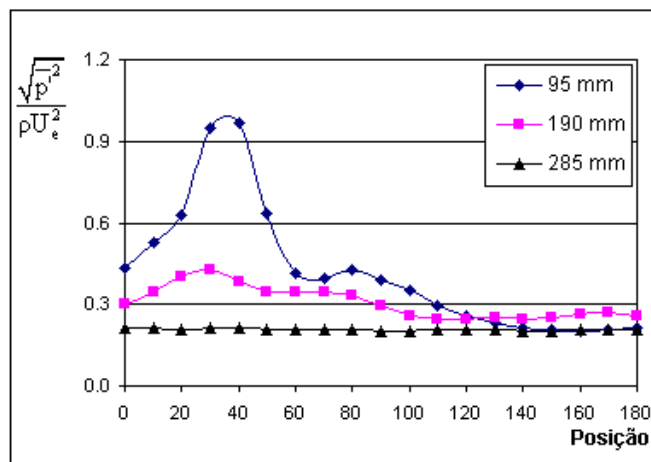


Figura 5.9 - Distribuição das médias quadráticas das flutuações de pressão em função da posição angular, tubo superior.

Da mesma maneira foram obtidos os valores de pressão média e valores quadráticos médios de flutuação de pressão para a segunda seção de testes, onde a localização das tomadas de pressão são mostrada nas figuras 5.10 e 5.13.

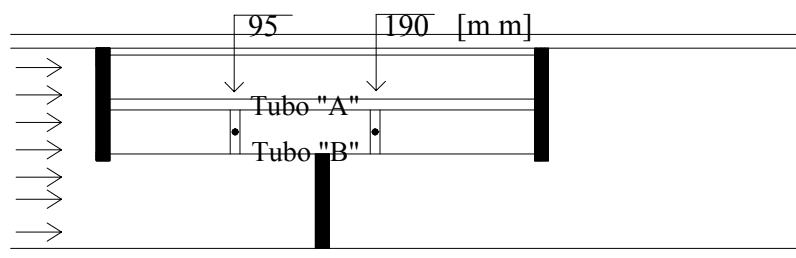


Figura 5.10 - Localização dos pontos de tomada de pressão, no tubo inferior.

A figura 5.11, mostra a distribuição de pressões médias em torno do tubo inferior na segunda seção de testes. A presença da terceira placa defletora confina o escoamento dentro da seção, dando origem a pressões mais altas, no contorno dos tubos, quando comparadas à primeira seção de testes. Novamente a distribuição de pressão média no contorno do tubo "B", na região de entrada, é semelhante ao que ocorre em um tubo isolado, com dois valores mínimos, 90° e 140°, no entanto não há ocorrência de zonas de pressões negativas. Na extremidade oposta, posição 190 mm, os valores de pressão média decrescem à medida que a tomada de pressão volta-se para região da saída do escoamento.

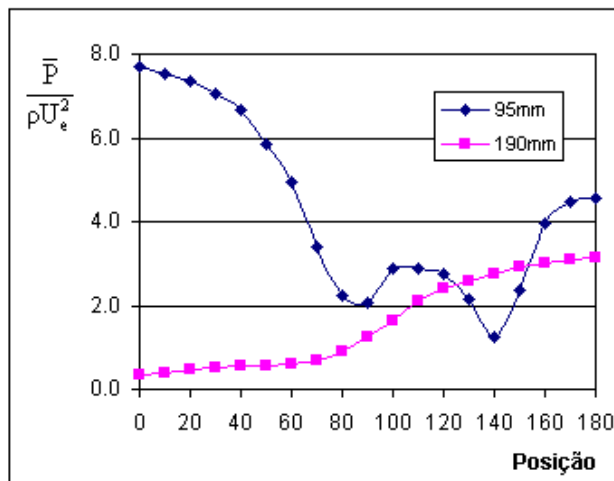


Figura 5.11 -Distribuição de pressão média em função da posição angular, tubo inferior.

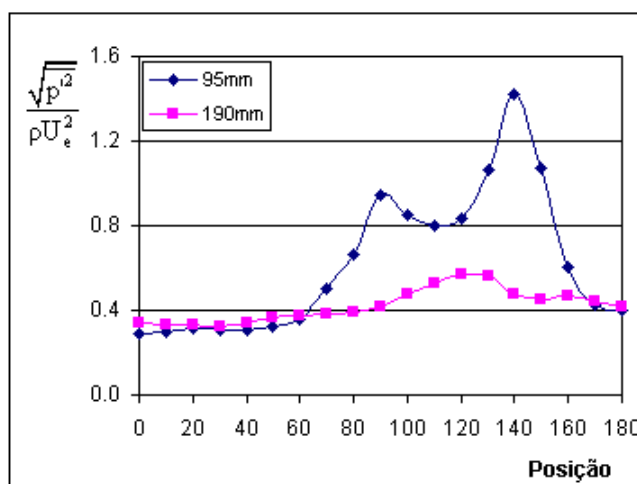


Figura 5.12 - Distribuição das médias quadráticas das flutuações de pressão em função da posição angular, tubo inferior.

Estando o escoamento estudado em regime sub-crítico para ambas as seções, os fenômenos de separação da camada limite e a geração de vórtices, acontecem de forma separada.

Nas figuras 5.5 e 5.11, para posição 95 mm, estas características são bem evidenciadas, onde acontece uma separação laminar da camada limite em 90°, a partir de então instabilidades na camada cisalhante causam uma transição para turbulência antes da formação de vórtices na posição 140°.

Quanto aos valores médios quadráticos de flutuação de pressão, na região de entrada, figura 5.12, observa-se uma distribuição muito semelhante ao que ocorre na primeira seção de testes, inclusive com valores de picos nas mesmas posições angulares, 90° e 140°, indicando despreendimento de vórtices na posição 140°.

Para o tubo superior, figura 5.14, na posição 95 mm, a distribuição de pressões médias no contorno é parecida com a distribuição que ocorre na mesma posição para primeira seção

de testes, porém com valores de pressões médias maiores. A influência o tubo inferior também ocorre, no entanto é menor.

Para a posição 190 mm, no tubo "A", a distribuição de pressões não se assemelha a ocorrida em um escoamento cruzado, como era de se esperar, porém comporta-se de maneira muito semelhante a distribuição ocorrida na região de entrada do tubo superior. Devido ao fato do banco possuir apenas duas linhas a e o tubo superior estar logo abaixo da parede superior do canal, a distribuição de pressões neste tubo, na posição 190 mm, não pode ser associada somente ao terceiro defletor nem somente a parede do canal.

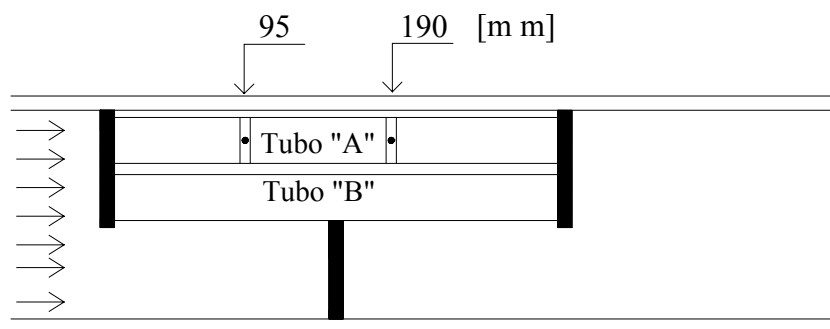


Figura 5.13 - Localização dos pontos de tomada de pressão, no tubo inferior.

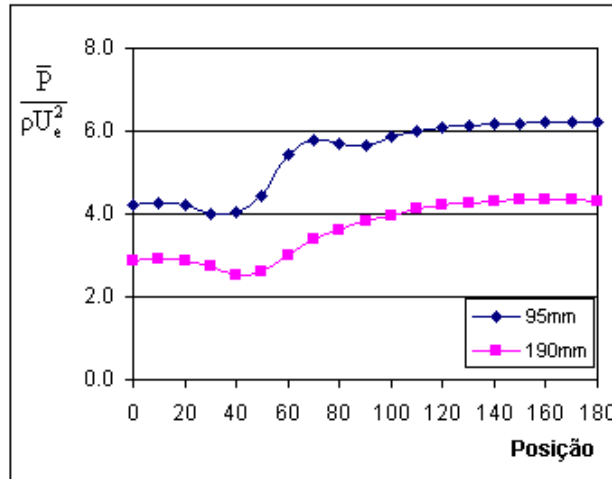


Figura 5.14 - Distribuição de pressão média em função da posição angular, tubo superior.

Assim como acontece na primeira seção de testes, o pico no valor RMS, na posição 50°, na figura 5.15, é devido ao desprendimento de vórtices que ocorre na posição 140° do tubo inferior.

Quanto aos valores quadráticos médios de flutuação de pressão na posição 190 mm, ambos os tubos possuem uma distribuição mais uniforme do que a encontrada na região de entrada. No entanto seus coeficientes são maiores quando comparados aos da primeira seção de testes na mesma posição.

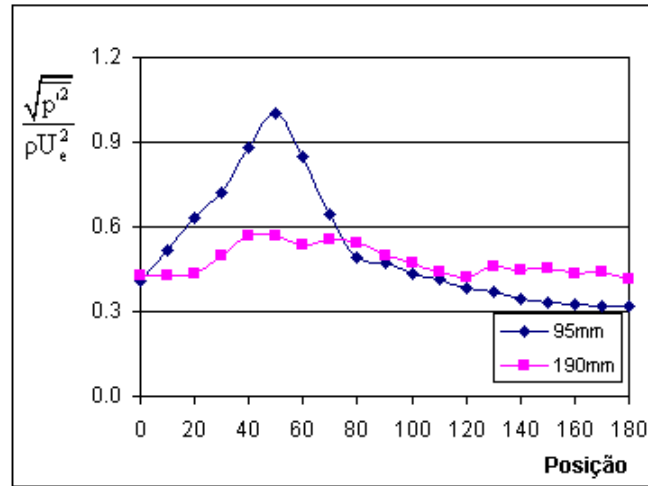


Figura 5.15 - Distribuição das médias quadráticas das flutuações de pressão em função da posição angular, tubo superior.

5.4 Densidades Auto-espectrais das Flutuações de Pressão

As figuras 5.16 a 5.25, apresentam as densidades auto-espectrais das flutuações de pressão sobre o contorno dos tubos inferior e superior em função das posições angulares, para as diferentes seções investigadas. Os resultados experimentais são apresentados em escala semi-logarítmica, como uma função da frequência adimensional, número de Strouhal, definido no item 5.1.

A magnitude dos espectros são adimensionalizadas utilizando a massa específica do fluido, ρ , o diâmetro do tubo, D , e a velocidade de entrada.

Os espectros de flutuação de pressão no tubo inferior, na região de entrada, figuras 5.16 a 5.18, mostram os maiores valores de energia nas posições 90° e 140° , coincidindo com os valores quadráticos médios para as mesmas posições. Também observa-se, nestas duas posições, picos, bem pronunciados, de energia ocorrem em $St = 7 \times 10^{-2}$ e 9×10^{-2} , sendo que para o primeiro valor do número de Strouhal a frequência é de 39 Hz e para o segundo valor a frequência de 48 Hz é proveniente de desprendimento de vórtices nesta posição.

Conforme a distribuição dos valores médios quadráticos já havia mostrado, os auto – espectros de flutuação de pressão nas posições 190 e 285 mm, figuras 5.17 e 5.18, possuem baixa energia e não apresentam uma frequência característica.

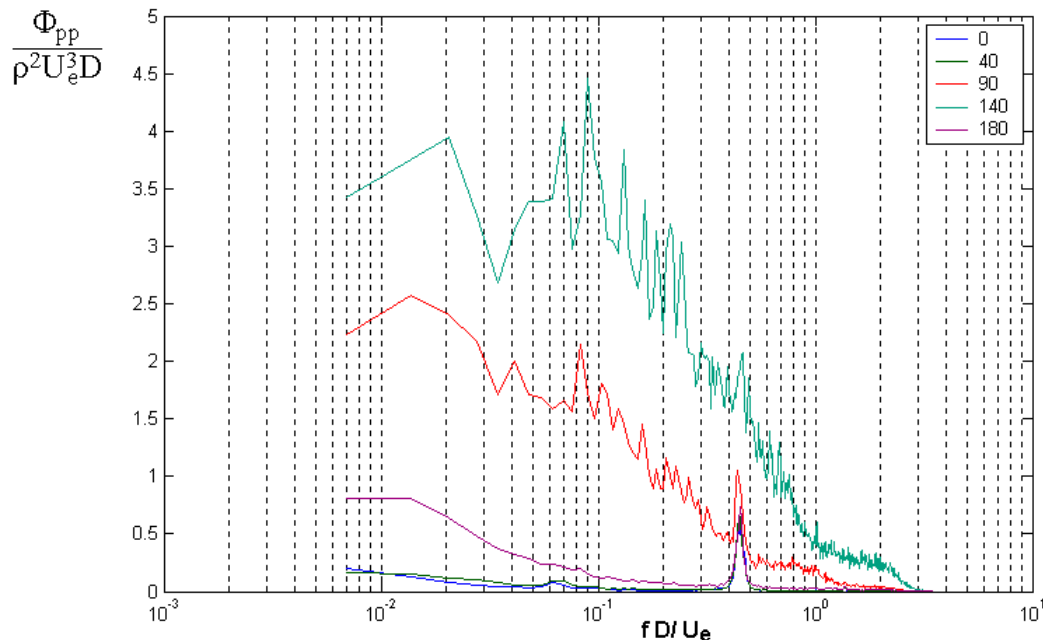


Figura 5.16 -- Densidades auto-espectrais de flutuação de pressão no contorno do tubo inferior para posição 95 mm. Posições angulares: 0° , 40° , 90° , 140° e 180° .

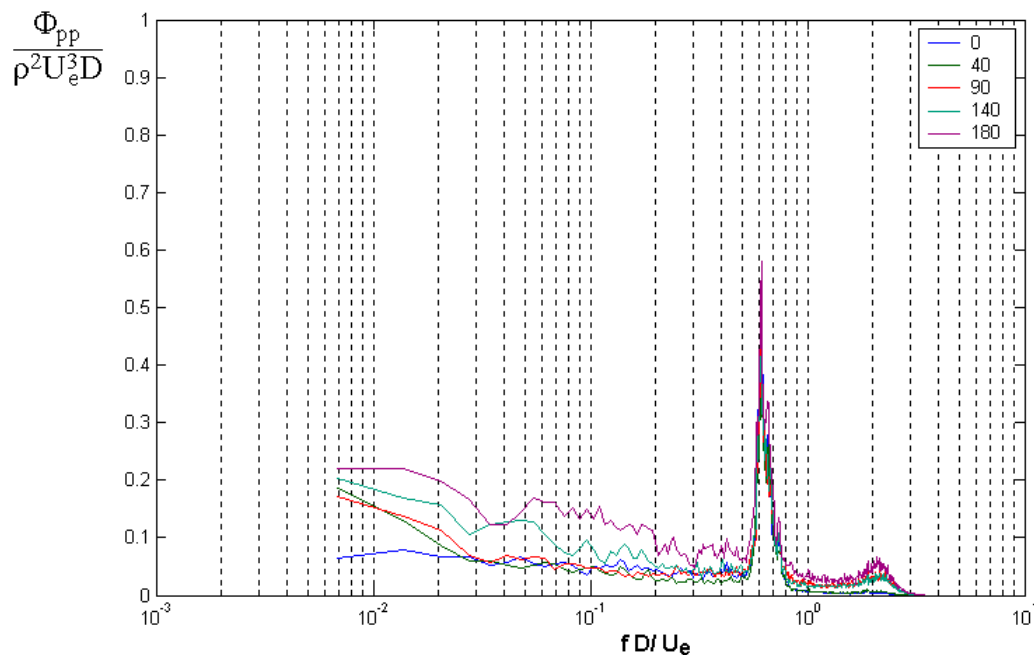


Figura 5.17 - Densidades auto-espectrais de flutuação de pressão no contorno do tubo inferior para posição 190 mm. Posições angulares: 0°, 40°, 90°, 140° e 180°.

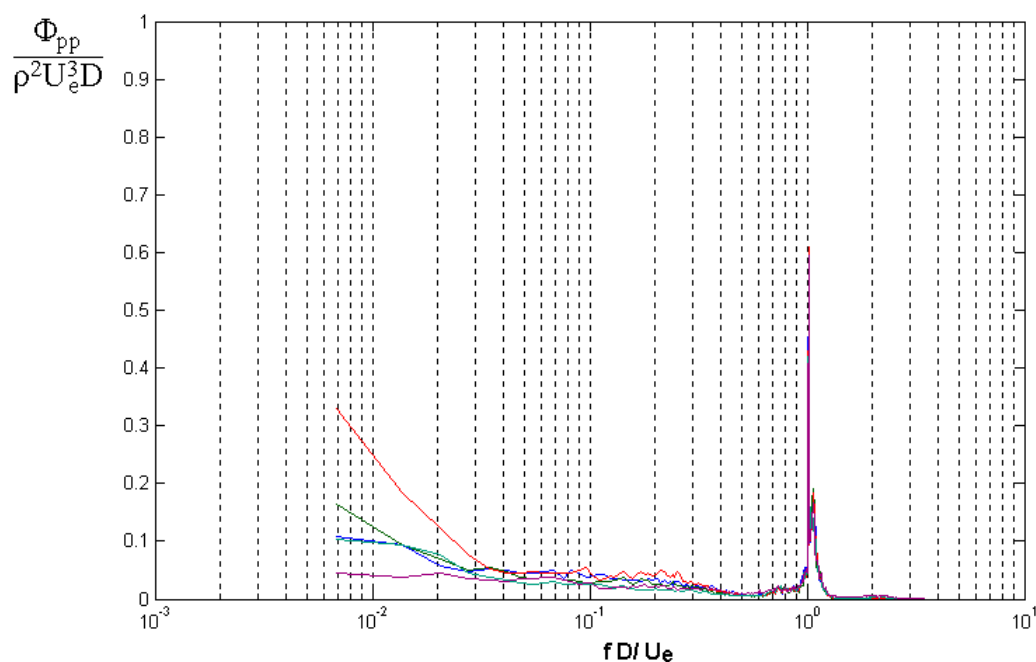


Figura 5.18 - Densidades auto-espectrais de flutuação de pressão no contorno do tubo inferior para posição 285 mm. Posições angulares: 0°, 40°, 90°, 140° e 180°.

Analisando os auto-espectros obtidos no do tubo superior na região de entrada, figura 5.19, nota valores maiores de energia nas posições de 30° e 50°, coincidindo com o observado no gráfico de distribuição de valores r.m.s.

A distribuição das cargas dinâmicas em bandas de frequência é mais uniforme, quando comparadas ao tubo inferior, porém com dois picos de energia para baixas frequências, $St = 6 \times 10^{-3}$ e 2×10^{-2} , nas posições 30° e 50°.

Os dois picos de energia que apareceram no tubo inferior também aparecem no espectro do tubo superior, porém em valores um pouco diferentes devido ao erro estatístico médio do espectro. Os picos, na posição 30°, em $St = 8 \times 10^{-2}$ e 1×10^{-1} , são provenientes do desprendimento de vórtices da fila a montante, tubo inferior, como já mencionando anteriormente.

Quanto aos auto-espectros obtidos na posição 190 e 285 mm, para o tubo superior, figuras 5.20 e 5.21, observa-se as mesmas características encontradas no tubo inferior, para as mesmas posições em relação a placa defletora, ou seja, uma melhor distribuição de cargas dinâmicas em bandas de frequência e baixa energia, sem frequências definidas.

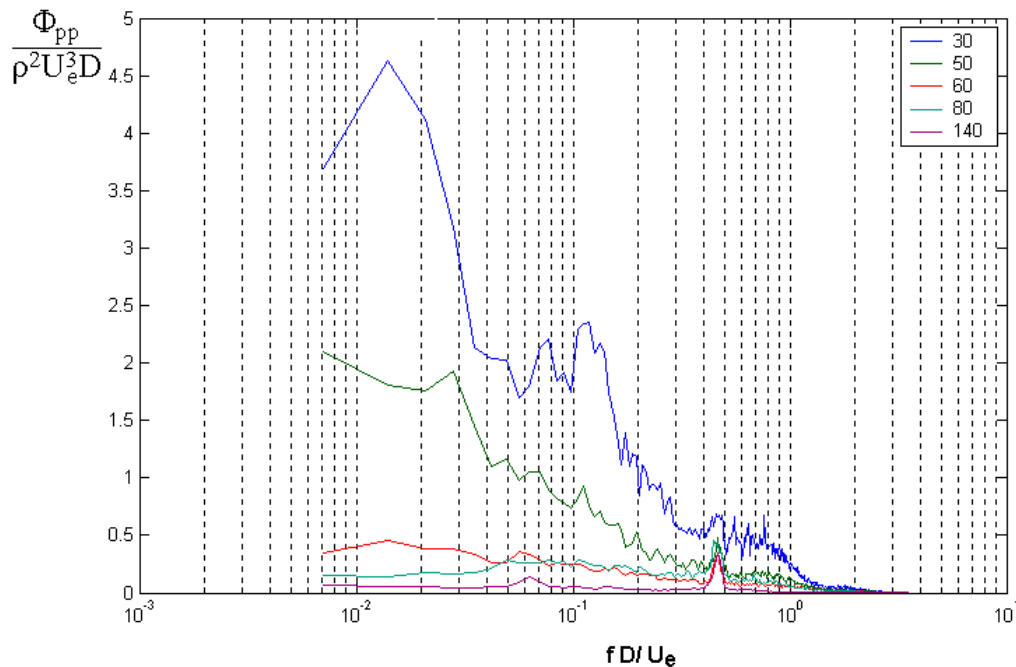


Figura 5.19 - Densidades auto-espectrais de flutuação de pressão no contorno do tubo superior para posição 95 mm. Posições angulares: 30°, 50°, 60°, 80° e 140°.

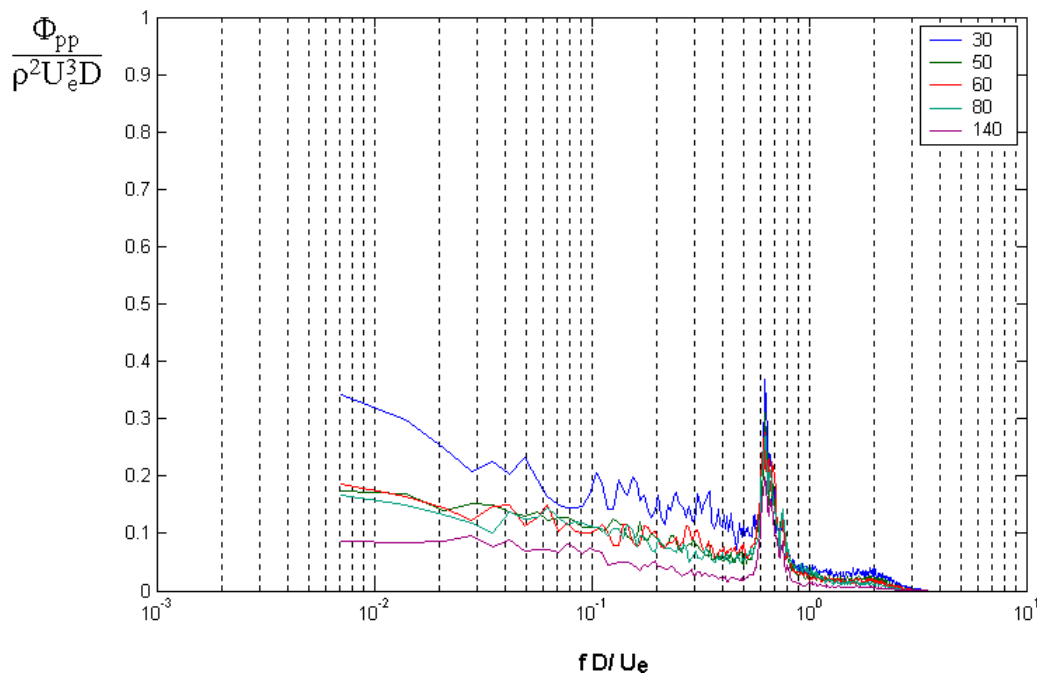


Figura 5.20 - Densidades auto-espectrais de flutuação de pressão no contorno do tubo superior para posição 190 mm. Posições angulares: 30°, 50°, 60°, 80° e 140°.

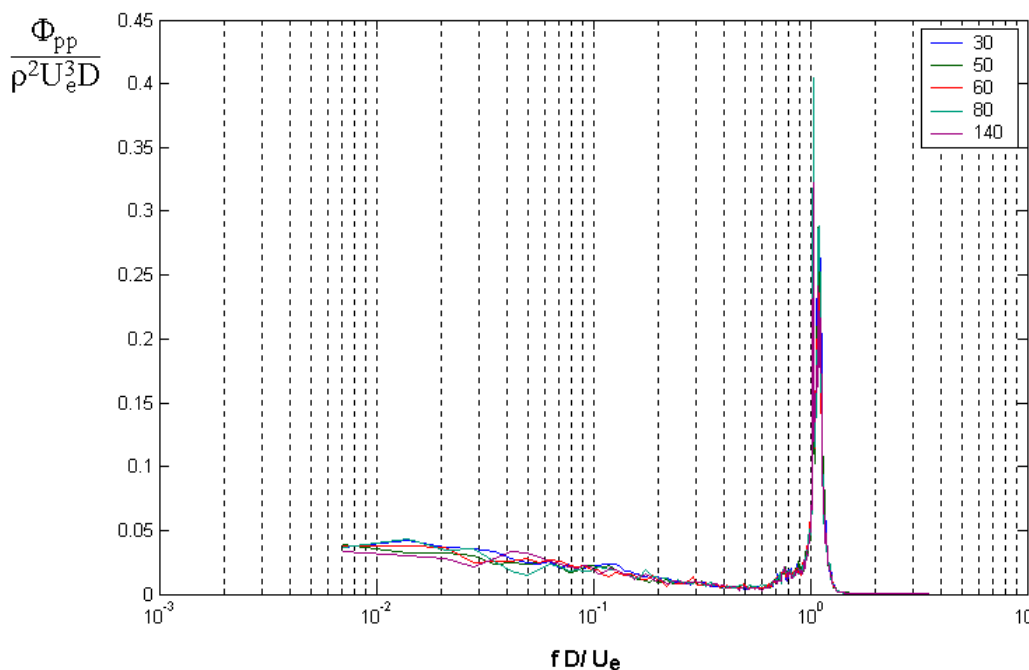


Figura 5.21 - Densidades auto-espectrais de flutuação de pressão no contorno do tubo superior para posição 285 mm. Posições angulares: 30°, 50°, 60°, 80° e 140°.

Os auto-espectros de flutuação de pressão obtidos na a segunda seção de testes, são mostrados nas figuras 5.22 à 5.25.

As figuras 5.22 e 5.24, mostram, na região de entrada, os auto-espectros no tubo inferior e superior, respectivamente. Os valores mais altos de energia aparecem nas baixas frequências, $St = 2 \times 10^{-2}$, posição 140° para o tubo inferior e 50° para o tubo superior,

seguidos por pequenos picos em torno de $St = 10^{-1}$, mesmo valor que caracterizava a região de entrada na primeira seção de testes.

É importante salientar que os picos de energia em $St = 10^{-1}$ possuem a mesma ordem de valores que os picos encontrados na primeira seção de testes, e o efeito do desprendimento de vórtices no tubo inferior, posição 140° , sobre o tubo superior, posição 50° , assim como na primeira seção de testes, é evidenciado nos auto espectros.

Nas figuras 5.23 e 5.25, os auto espectros de flutuação de pressão são mostrados para a posição 190mm, nos tubos inferior e superior, respectivamente. No tubo superior das flutuações de pressão não são bem distribuídas nas bandas de frequência, ocorrendo, para a posição 50° , picos de energia para a mesma frequência que na região de entrada, $St = 1,1 \times 10^{-1}$, indicando desprendimento de vórtices nesta posição. Este pico de energia, $St = 1,1 \times 10^{-1}$, também se repete no tubo inferior, posição 120° , porém seu menor valor indica que é proveniente do tubo a montante, superior.

Em todos os espectros apresentados, tanto para a primeira seção de testes quanto para segunda seção, existem picos de energia em frequências altas, que são menos visíveis na região de entrada, 95 mm e bem visíveis nas posições 190 mm e 285 mm.

Estes picos, conforme estudados por Endres e Möller, 1994, são devido ao efeito tubo de órgão oriundo do volume de ar existente no canal que liga a face superior do transdutor e contorno externo do tubo, (tomada de pressão). Portanto estes picos nos espectros não são originados no escoamento, devendo ser ignorados na análise do problema.

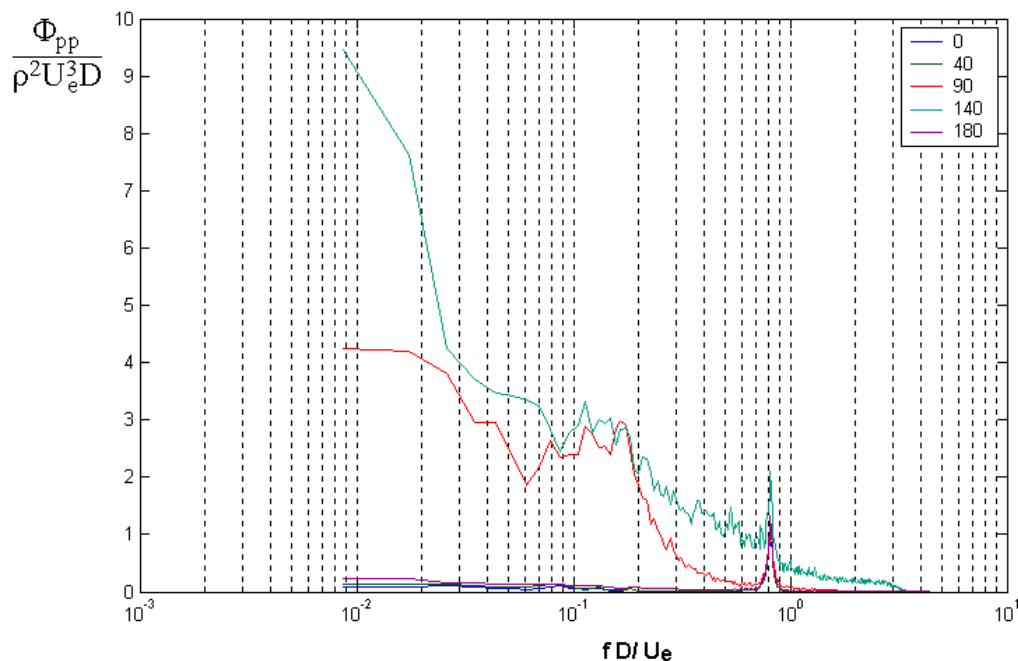


Figura 5.22 - Densidades auto-espectrais de flutuação de pressão no contorno do tubo inferior para posição 95 mm da segunda seção de testes.

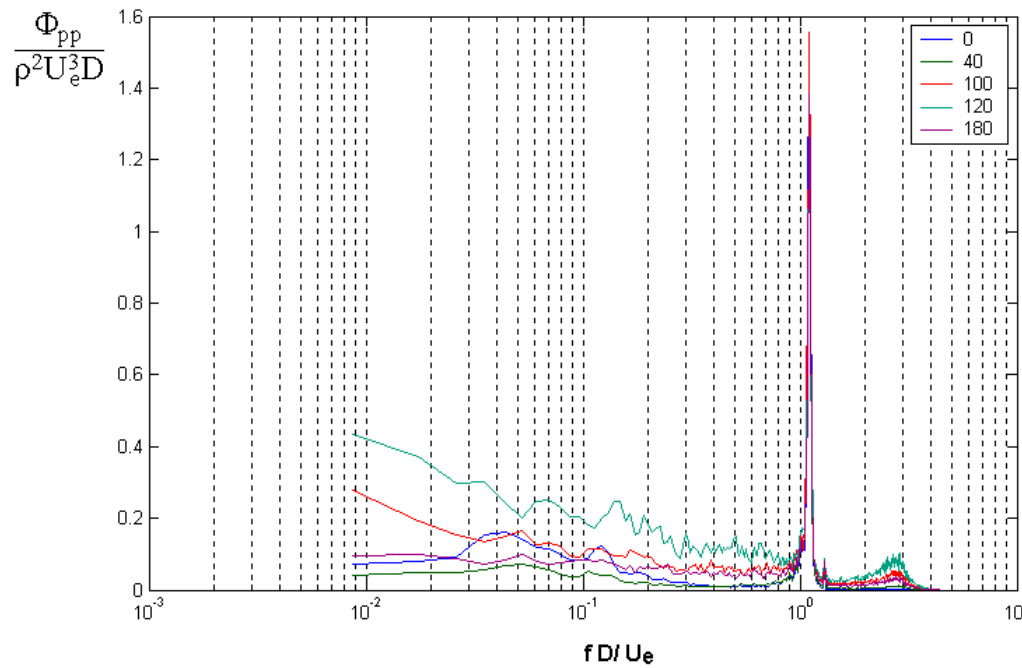


Figura 5.23 - Densidades auto-espectrais de flutuação de pressão no contorno do tubo inferior para posição 190 mm da segunda seção de testes.

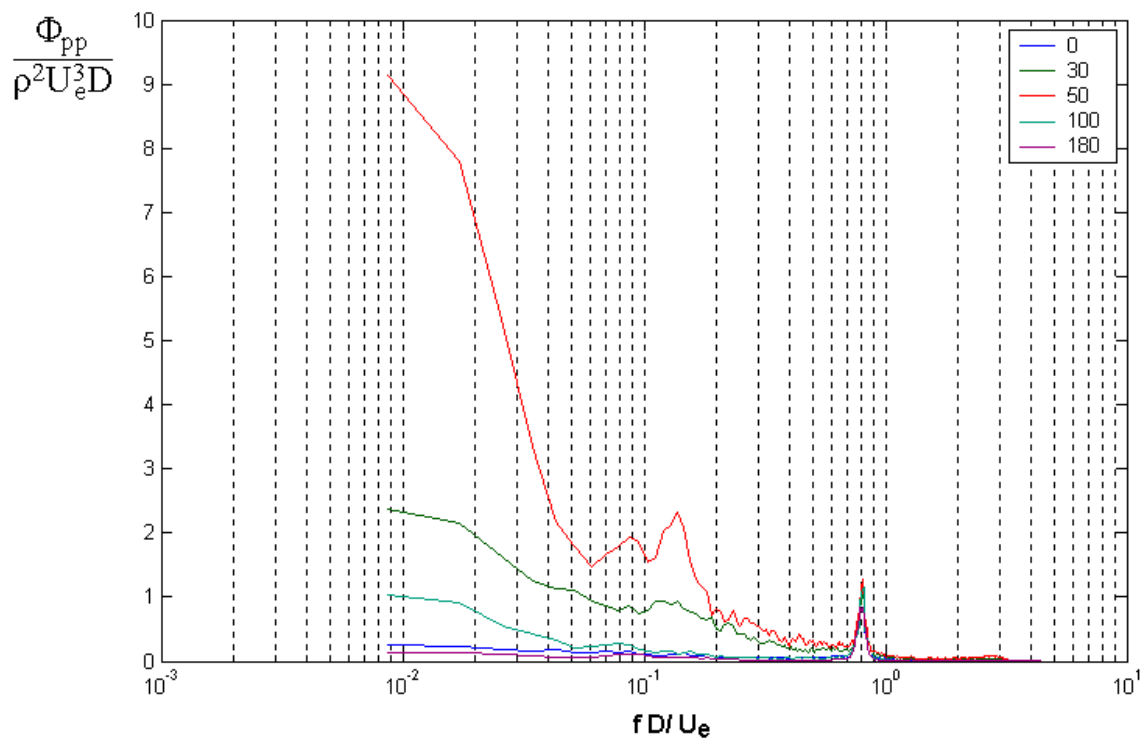


Figura 5.24 - Densidades auto-espectrais de flutuação de pressão no contorno do tubo superior para posição 95 mm da segunda seção de testes.

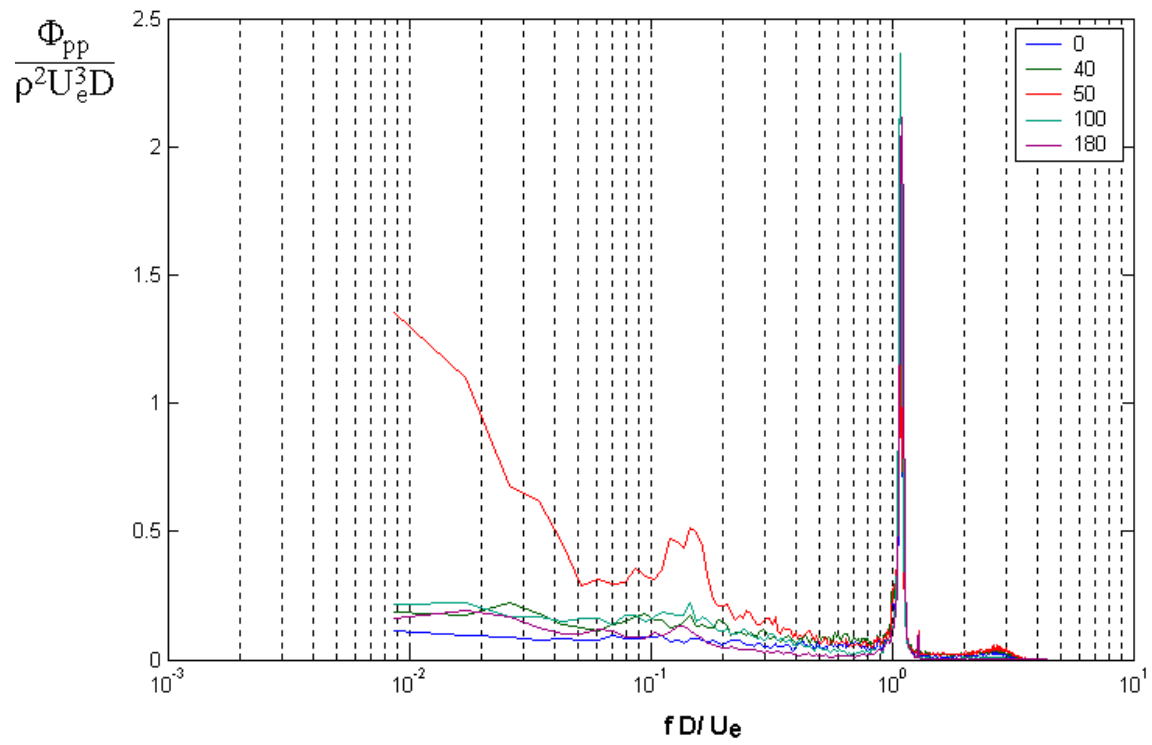


Figura 5.25 - Densidades auto-espectrais de flutuação de pressão no contorno do tubo superior para posição 190 mm da segunda seção de testes.

5.5 Distribuição das Velocidades Axiais (U) e Verticais (V) nas Linhas de Medição

Como explanado no item 4.5, foi determinado o vetor velocidade ao longo do eixo dos tubos, nas linhas “A”, “B” e “C”, para ambas seções investigadas. Os resultados são apresentados de forma adimensionalizada, utilizando como parâmetro a velocidade de entrada U_e .

As figuras 5.26 a 5.30, mostram a distribuição das velocidades, flutuações de velocidade e ângulos médios de incidência do escoamento, medidos na primeira seção de testes.

O pontilhado nos gráficos que seguem mostram a localização da placas defletora, inferior, para ambas as seções de testes.

Em termos de confiabilidade nas medições os pontos mais críticos, em ambas seções de testes, são na linha superior, “A”, logo a jusante da primeira placa defletora e nas linhas logo acima do defletor inferior, onde o vetor velocidade possui um grande ângulo de incidência e zonas de baixa pressão indicando recirculações, como mostrado nas figuras 5.2 e 5.3.

Na primeira seção de testes não há evidências de zonas de recirculação nem grandes ângulos de incidência do escoamento para as posições a partir de 250 mm.

Na figura 5.26, as velocidades axiais na região de entrada, nas linhas estreitas “A” e “C” são maiores que na linha “B”, porém a partir da posição 60 mm, o efeito da segunda placa defletora faz com que o perfil de velocidades se altere, diminuindo a velocidade em “C” e ocasionando um aumento em “B”, até 130 mm. Ao chegar no segundo defletor a aceleração do escoamento na linha “C” muda novamente o perfil de velocidades. A aceleração do escoamento ao chegar no defletor também é mostrada por Demartini, 2002.

Após o segundo defletor a velocidade na linha “C”, cai bruscamente até a posição 280 mm, sendo que após esta posição ocorre uma recuperação desta velocidade de forma a aproximar-se da velocidade medida na linha “A”. A velocidade na linha superior “A”, ao contrário de “C”, permanece quase uniforme nesta região, mostrando ser pouco influenciada pela presença do segundo defletor.

A diferença entre as velocidades nas linhas “A” e “C”, mostra que o perfil de velocidades ainda não se estabilizou, por conseguinte o escoamento ainda não se desenvolveu no banco de tubos precisando de maiores distâncias para que isto ocorra.

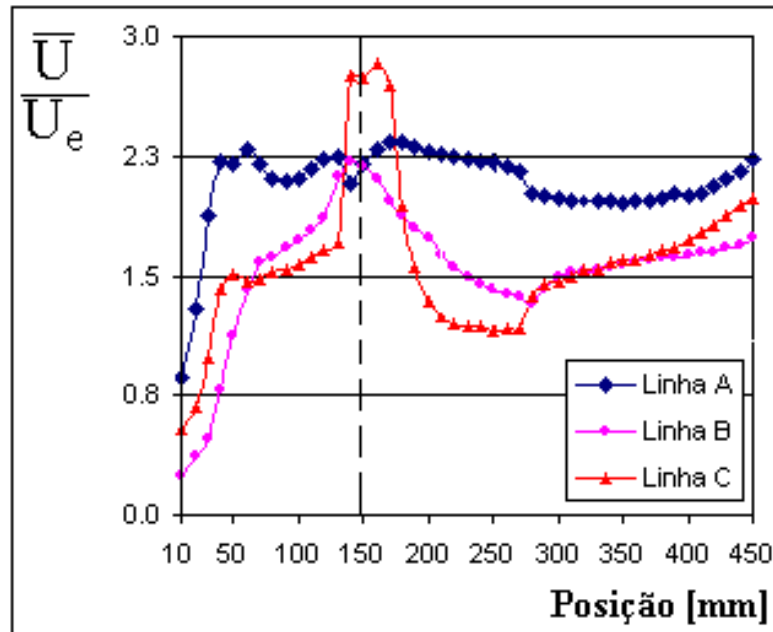


Figura 5.26 – Distribuição da componente axial de velocidade média.

Quanto as componentes verticais de velocidade, mostrados na figura 5.27, nota-se que as fendas “B” e “C”, possuem valores semelhantes para a região de entrada, até a posição 120 mm, quanto a velocidade vertical na fenda “C” aumenta alcançando seu maior valor na posição 150 mm, logo acima da segunda placa defletora. Os valores medidos na fenda superior, até a posição 50 mm, apresentam uma discrepância devido a recirculação do escoamento logo a jusante do primeiro defletor. Porém após esta posição a velocidade nesta fenda aumenta até a segunda placa defletora comportando-se de maneira semelhante ao encontrado nas linhas “B” e “C”.

Após a passagem pela segunda placa defletora, posição 150 mm, as componentes verticais de velocidade diminuem de forma semelhante, chegando a um valor igual a zero para a linha “B”, linha mais larga, e permanecendo praticamente constante na linha “A” após a posição 280 mm. Na linha “C”, existe uma descontinuidade no gráfico de velocidade média na direção vertical entre os pontos 270 e 280 mm, que talvez tenha origem no posicionamento da sonda, porém a expectativa é que a distribuição de velocidades em “C”, seja semelhante a ocorrida em “A”.

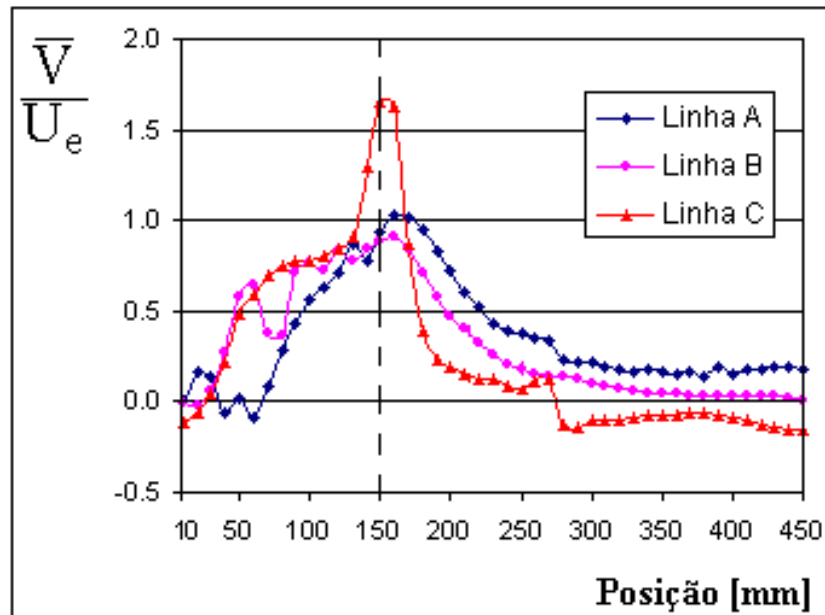


Figura 5.27 - Distribuição da componente vertical de velocidade média.

A figura 5.28, mostra a evolução dos efeitos do direcionamento do escoamento causado pelos defletores, desde sua entrada na seção até a saída.

Pode-se observar que entre a primeira placa defletora e a segunda, posições entre 10 e 150, os ângulos médios do escoamento são grandes, dando origem a grandes componentes verticais de velocidade, possuindo seu maior valor justamente na posição 150 mm, onde está localizada a segunda placa defletora.

Após a passagem pelo segundo defletor o ângulo médio do escoamento tende a diminuir, mostrando que o escoamento começa a se redistribuir melhor nas linhas, diminuído sua componente vertical de velocidade, fato este também evidenciado nos gráficos de pressões médias e valores de quadráticos médios de flutuação de pressão para as posições 190 e 285 mm.

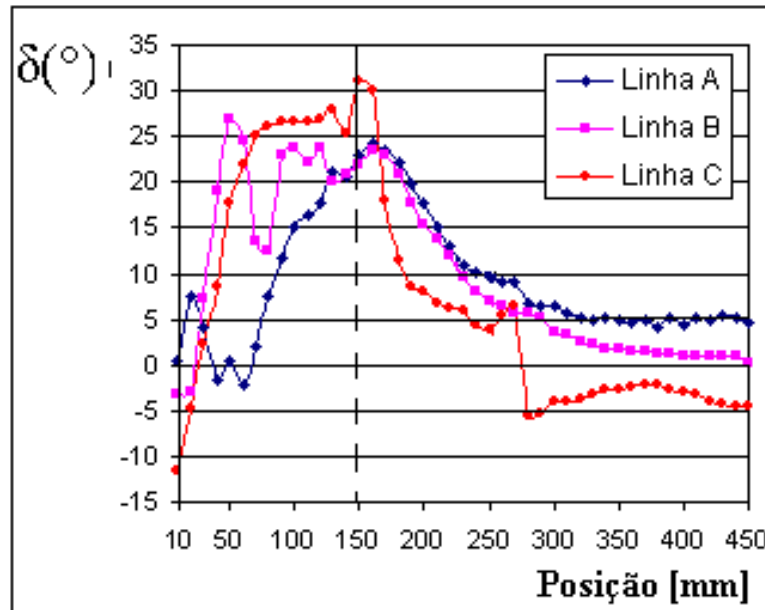


Figura 5.28 – Ângulo médio do vetor velocidade.

Quanto aos valores médios quadráticos de flutuação de velocidade na direção axial e vertical, respectivamente mostrados pelas figuras 5.29 e 5.30, nota-se que de maneira geral na região de entrada as intensidades de turbulência são maiores na fenda mais larga, “B”, do nas fendas mais estreitas, “A” e “C”. Isto se deve ao fato de que nas fendas mais estreitas a energia de flutuação das maiores estruturas é menor devido a geometria local e aos efeitos da parede dos tubos, fatos estes observado por Endres, 1997 e Parizzi, 1998.

No entanto ao se aproximar do segundo defletor a aceleração do escoamento, principalmente na direção vertical, provoca um aumento das flutuações de velocidade nas linhas “A” e “C”, enquanto que na linha “B” as flutuações são menos intensas. Este comportamento pode ser associado a um canal que tenha uma contração brusca, seguida de uma expansão que, novamente se contrai. A partir de então as quantidades flutuantes tendem a diminuir com decréscimos semelhantes entre as três linhas para uma mesma direção. Porém, enquanto na direção axial as médias quadráticas das flutuações de velocidade parecem diminuir menos intensamente, na direção vertical a melhor redistribuição do escoamento faz com que a componente de velocidade tenda a zero, decrescendo rapidamente suas flutuações.

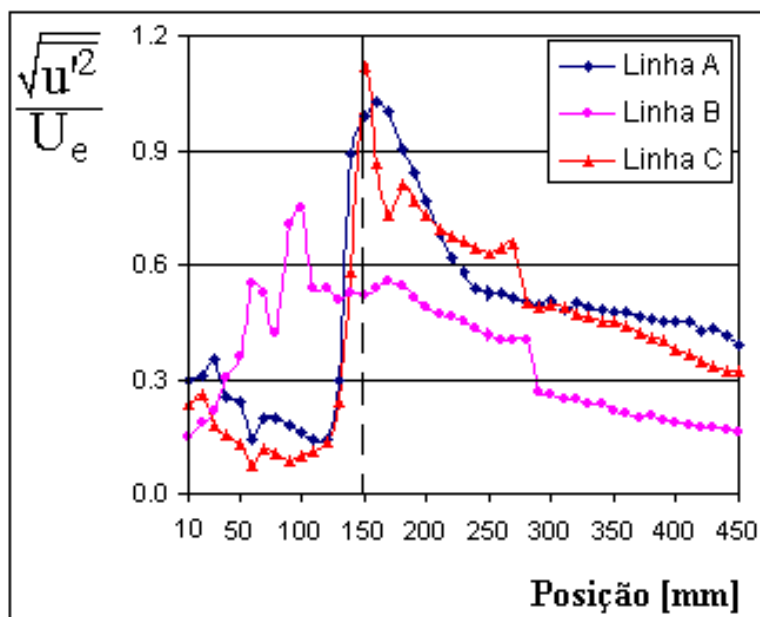


Figura 5.29 –Distribuição dos valores quadráticos médios de flutuação de velocidade na direção axial.

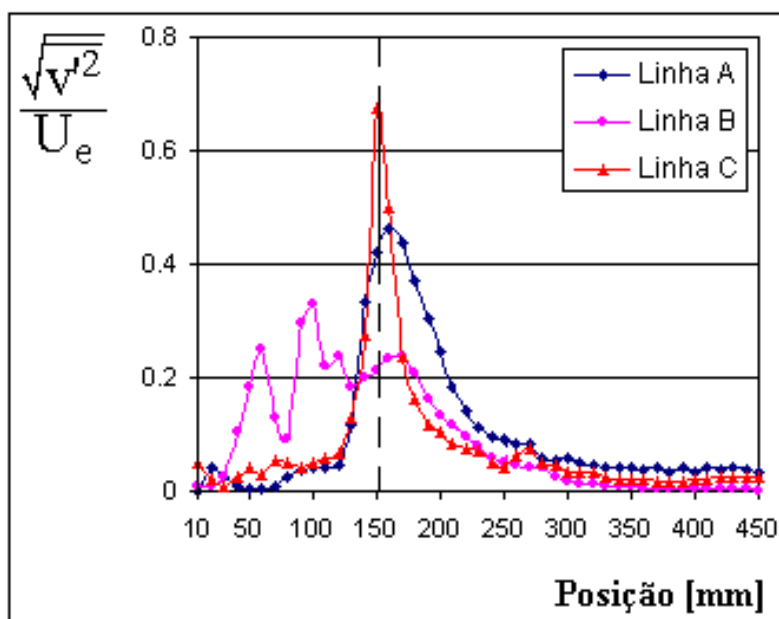


Figura 5.30 - Distribuição dos valores quadráticos médios de flutuação de velocidade na direção vertical.

As figuras 5.32 até 5.35, mostram das componentes de velocidade média a distribuição do ângulo médio de incidência do vetor velocidade e as médias quadráticas das flutuações de velocidade, para a segunda seção de testes.

Nesta seção as medidas foram feitas a partir da posição 130 mm, ou seja, 20 mm a montante do segundo defletor, até encontrar o terceiro defletor, posição 300 mm.

Embora nesta seção os pontos de medidos sejam bem ordenados não possuindo descontinuidades nos gráficos, as medições das velocidades médias e flutuações de

velocidade são confiáveis para ângulos médios iguais ou inferiores a 30° . Os ângulos maiores que 30° , estão presentes na região de entrada nas linhas “A” e “C” e na região de saída, para as linhas “A” e “B”.

Nesta seção os ângulos médios de incidência do escoamento são maiores que os encontrados na primeira seção de testes. Na linha superior, “A”, o escoamento mostra sua mudança de direção a partir da posição 140 mm, influenciado pela parede superior do canal. Entretanto a mudança de direção do escoamento nas linhas “B” e “C”, ocorre ao mesmo tempo. O efeito conjunto do segundo defletor que faz com que o escoamento se concentre na parte superior do canal e do terceiro defletor que confina o escoamento nesta região, da origem a altas pressões que “empurram” o escoamento em direção a parede inferior do canal, gerando as componentes verticais de velocidade. Isto pode ser vista no mapa dos campos de pressões médias, figura 5.3.

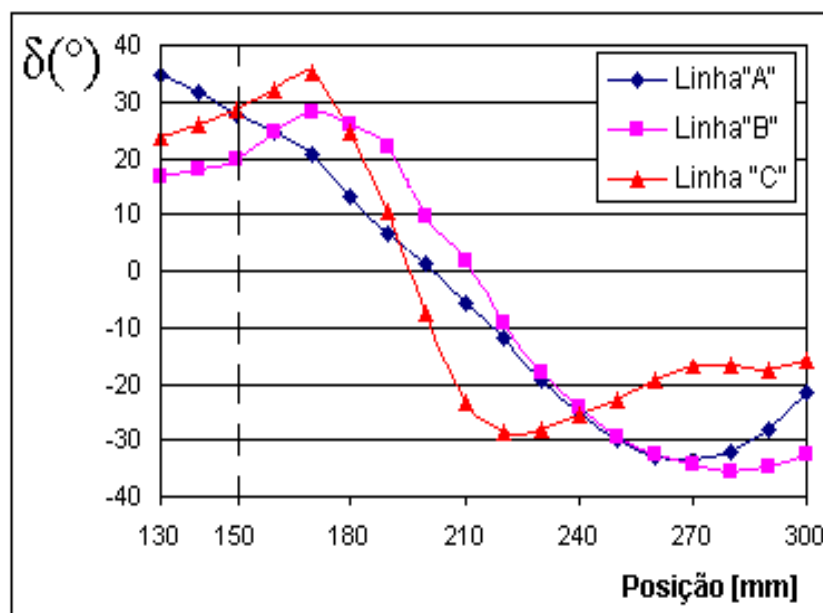


Figura 5.31 - Ângulo médio do vetor velocidade.

Na figura 5.32, a distribuição da componente axial de velocidade média é mostrada. A magnitude dos valores de velocidade é um pouco superior a encontrada na primeira seção de testes. A distribuição da velocidade na linha superior permanece quase constante, enquanto na linha intermediária, “B”, existe uma pequena aceleração do escoamento ao passar pelo segundo defletor. Na linha “C”, a desaceleração do escoamento ao contornar o segundo defletor, também é mostrada na primeira seção de testes, e pode ser causado por células de recirculação nesta região. Porém após um valor mínimo de velocidade na posição 200 mm, o escoamento torna a acelerar para contornar o terceiro defletor.

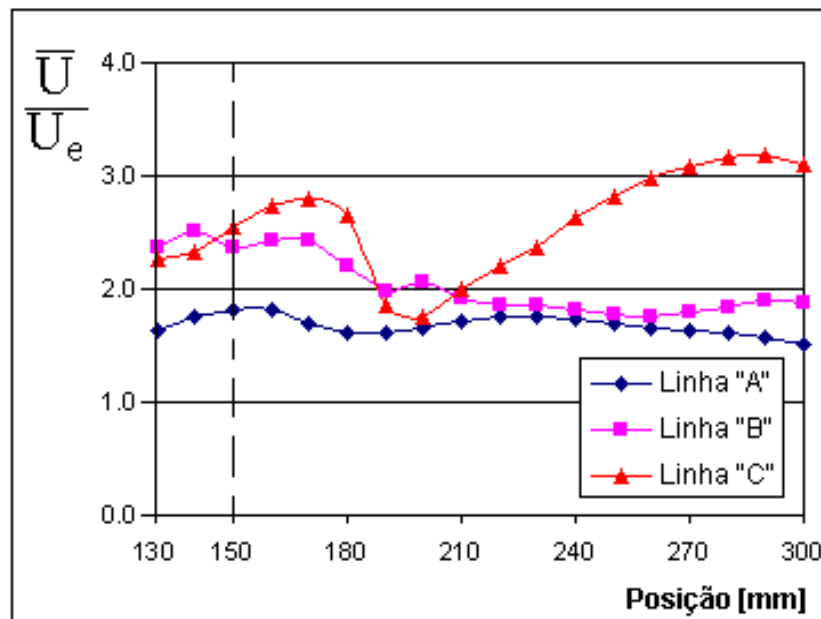


Figura 5.32 - Distribuição da componente axial de velocidade média.

A figura 5.33, mostra a distribuição das componentes verticais de velocidade, onde as velocidades negativas indicam que o vetor aponta em direção a parede inferior do canal.

Quanto a distribuição de velocidades logo acima do segundo defletor, nota-se que nas linhas "B" e "C" os valores aumentam até a posição 180 mm, a partir de então invertem sua direção. Enquanto que na linha "A", devido ao efeito conjunto do terceiro defletor e da parede superior do canal, os valores já se mostram decrescentes a partir da posição inicial. Após a posição 220 mm, as velocidade nas três linhas aumentam para que o terceiro defletor seja contornado, no entanto a menor influencia exercida por esta placa no escoamento da linha "C", faz com que esta mude mais rapidamente sua velocidade seguida das linhas "A" e "B", respectivamente.

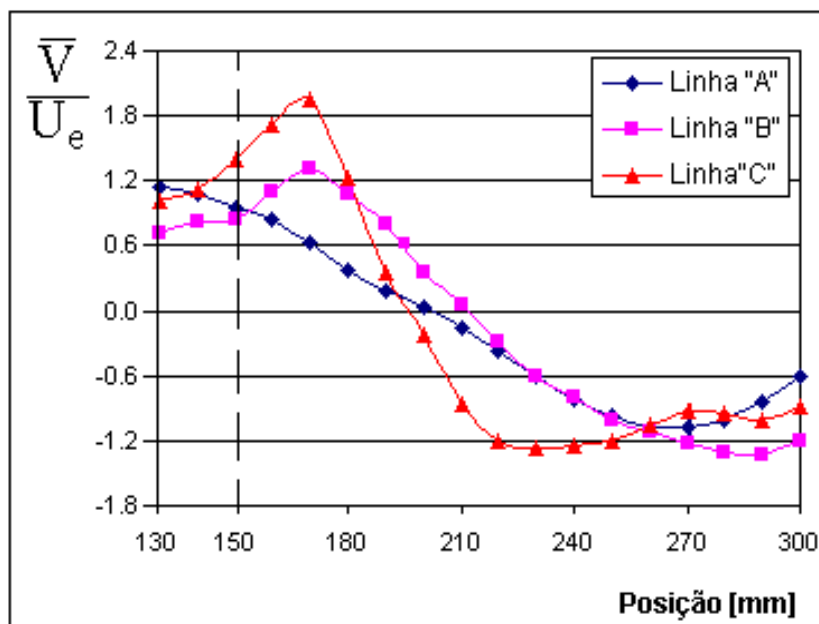


Figura 5.33 - Distribuição da componente vertical de velocidade média

Nas figuras 5.34 e 5.35, são mostradas as médias quadráticas das flutuações de velocidade em ambas as direções.

O valor r.m.s., das flutuações de velocidade na direção axial são menores nas fendas mais estreitas, “A” e “C”, do que em “B”, em praticamente todo o domínio. A distribuição destes valores perto do segundo defletor, na linha “C”, é parecida a distribuição ocorrida na primeira seção de testes. Baixos valores de intensidade de turbulência a montante do segundo defletor, e valores mais significativos na fenda mais larga “B”. Uma outra semelhança ocorre na magnitude dos valores, que estão ligeiramente abaixo aos encontrados na primeira seção.

O decréscimo dos valores de flutuação de velocidade a partir da posição 200 mm, mostra que a turbulência causada no escoamento dá-se pela ação do segundo defletor, embora haja uma aceleração do escoamento, a partir desta posição, os níveis diminuem sensivelmente.

Quanto ao valor r.m.s. das flutuações de velocidade na direção vertical, figura 5.35, estes se comportam de maneira semelhante a encontrada na primeira seção de testes nas proximidades do segundo defletor, chegando ao valor zero entre as posições 180 e 210 mm, onde a velocidade média se desacelera. Com a aceleração do escoamento a partir desta posição os valores médios quadráticos de flutuação de velocidade aumentam novamente, porém são bem menores que os encontrados na região do segundo defletor. Isto indica que como promotores de turbulência os defletores na região de entrada ou saída, não são tão eficientes quanto o defletor intermediário.

Nota-se o fato que a partir da posição 170 mm os valores r.m.s. de flutuação de velocidade são maiores na linha “B”, novamente condicionados pela geometria.

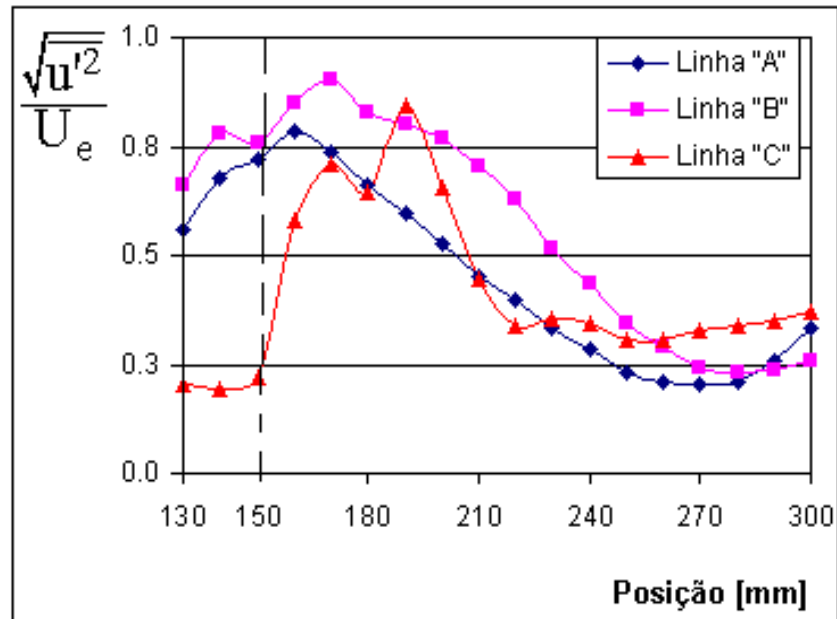


Figura 5.34 - Distribuição dos valores quadráticos médios de flutuação de velocidade na direção horizontal.

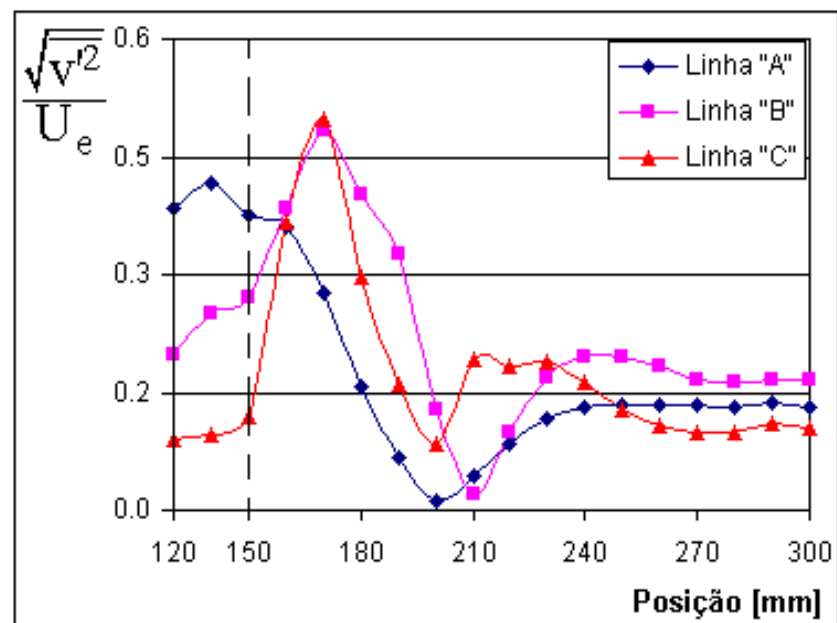


Figura 5.35 - Distribuição dos valores quadráticos médios de flutuação de velocidade na direção vertical.

5.6 Densidades Auto-espectrais de Flutuação de Velocidade

As flutuações de velocidade em suas diferentes direções foram medidas simultaneamente, utilizando-se uma sonda dupla, descrita no item 4.5.2.

Os sinais de flutuação de velocidade foram adquiridos com uma frequência de aquisição de 25 KHz e filtrados em 10 KHz, sendo o número de pontos que compõe cada série é de 524288, tomados 430 mm a jusante da primeira placa defletora.

Nas figuras 5.36 e 5.37, os auto-espectros de flutuação de velocidade nas direções axial e vertical são mostrados para as linhas de medição “A” e “C”. Nos auto-espectros tomados na componente axial de velocidade observa-se um decaimento de energia parecido em ambos os gráficos, porém na linha “A” existe um pico de energia em 50 Hz que não aparece de forma evidente na linha “C”. Isto se deve ao fato do escoamento ainda não se encontrar desenvolvido nesta linha, como já discutido anteriormente.

Quanto as componentes verticais de velocidade, ambos espectros possuem decaimentos de energia diferentes sendo que na linha “A”, a mesma frequência característica no auto-espectro de flutuação de velocidade na direção axial aparece também na flutuação de velocidade na direção vertical. Porém na direção vertical, o auto-espectro de flutuação de velocidade parece não evidenciar uma frequência característica.

Na linha “B”, figura 5.38, os espectros de energia para ambas as componentes de flutuação de velocidade diferem bastante das linhas “A” e “C”. Em ambas as componentes o decaimento de energias é menos íngreme, sem uma frequência característica no espectro.

Em todas as três linhas os auto-espectros demonstram uma menor energia nas frequências mais baixas denotando uma anisotropia no escoamento na região de produção.

Para as linhas “A” e “C” a diferença entre os valores de energia na região de produção diminui em relação a linha “B”, isto deve-se ao fato de que nas fendas estreitas entre os tubos a energia das maiores estruturas é reduzida devido a geometria.

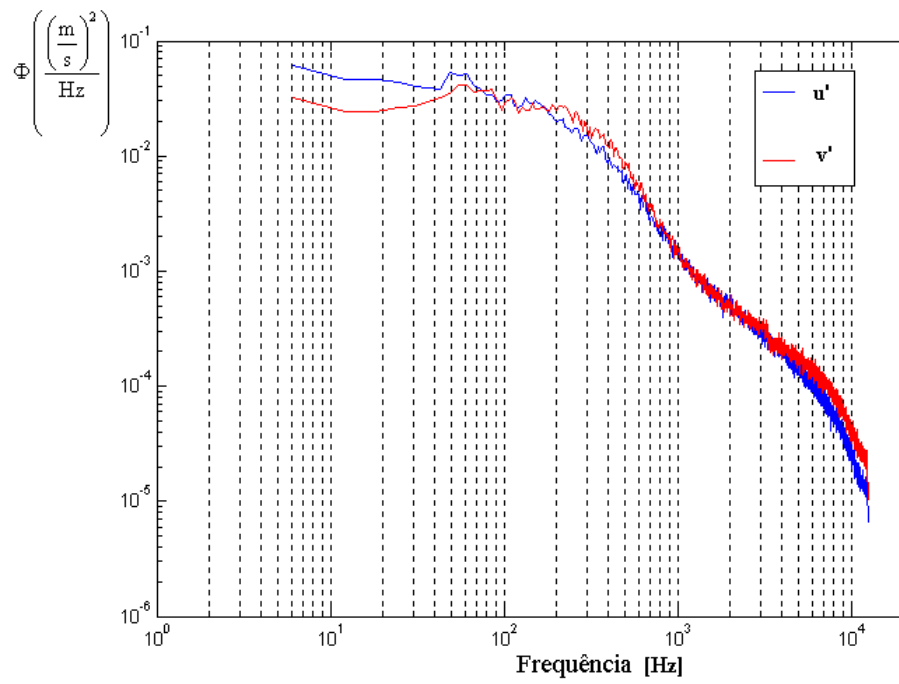


Figura 5.36 –Auto-espectro de flutuação de velocidade, u' e v' . Linha “A”.

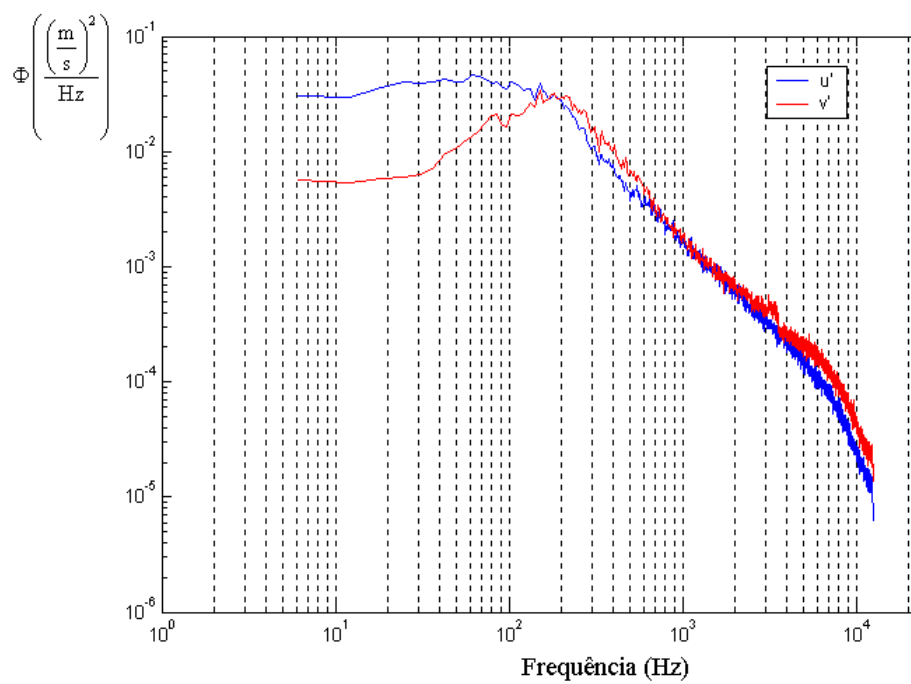


Figura 5.37 - Auto-espectro de flutuação de velocidade, u' e v' . Linha “C”.

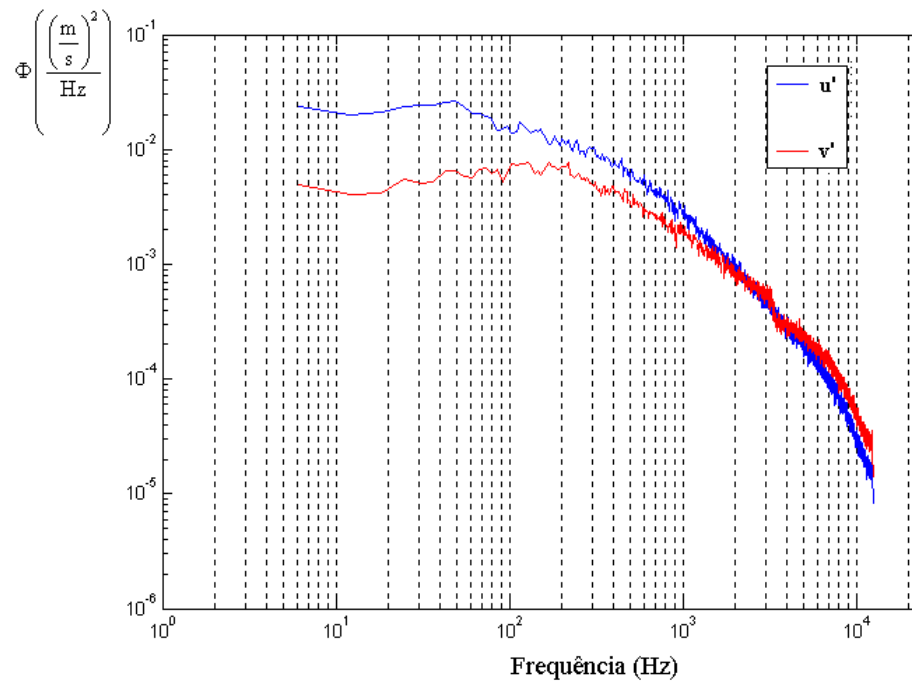


Figura5.38 - Auto-espectro de flutuação de velocidade, u' e v' . Linha "B".

6. Correlações Cruzadas das Diferentes Componentes de Flutuação de Velocidade

A partir da medição simultânea das diferentes componentes de flutuações de velocidade nas linhas de medição, “A” “B” e “C”, na primeira seção de testes, foram calculados os coeficientes de correlação cruzada para um tempo de 0,10 segundos.

Nas figuras 6.1 e 6.2, são mostrados os coeficientes de correlação cruzada entre a flutuação de velocidade na direção axial e na direção vertical para as linhas “A” e “B”.

Na linha “A”, um alto valor negativo de coeficiente de correlação, mostra que as flutuações de velocidade ocorrem de forma independente em ambas a direções, ou seja, ao mesmo tempo acontecem flutuação de velocidade positiva e negativas. Já na linha “B” existe um pico localizado no tempo zero, mostrando que há uma fraca correlação entre u' e v' e a asperza do gráfico denota a existencia de altas frequências neste escoamento.

Na linha “C” , figura 6.3, existem altos coeficientes de correlação tanto positivos quanto negativos, indicando uma forte variação coeficiente de correlação é maior, 0,30, e localiza-se no eixo dos tempos positivos evidenciando, caracterizando o pico no auto-espectro, figura 5.37. O período de 0,007 segundos, corresponde a uma frequencia de, aproximadamente, 150 Hz evidenciada no espectro. Este comportamento, observado em ambas as figuras, denota a presença de vórtices energéticos, como pulsações ou estruturas coerentes, naquela região.

Em todas as situações a alternancia de valores positivos e negativos de u' e v' , é caracterizada.

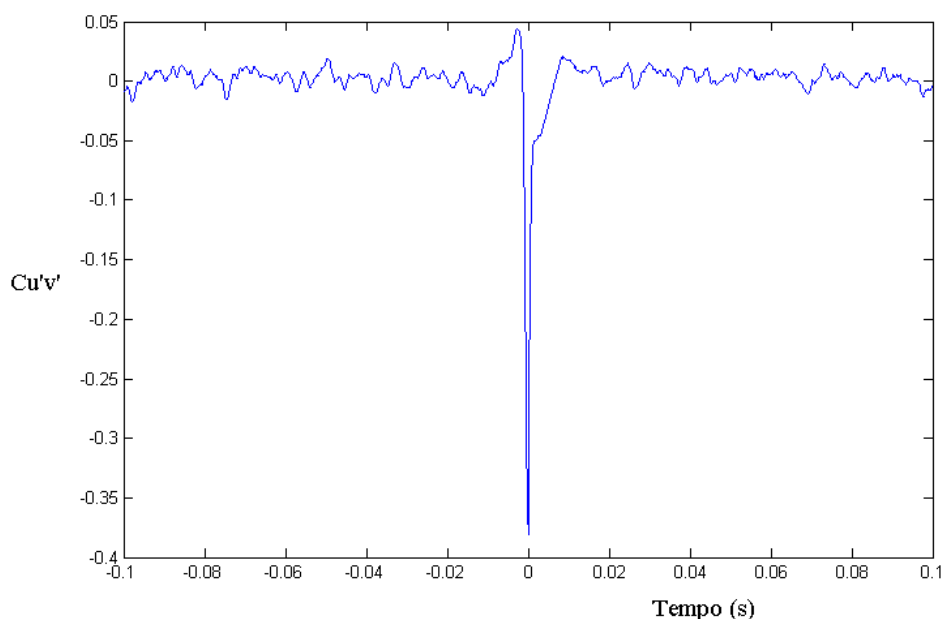


Figura 6.1 - Correlação cruzadas de u' e v' . Linha "A".

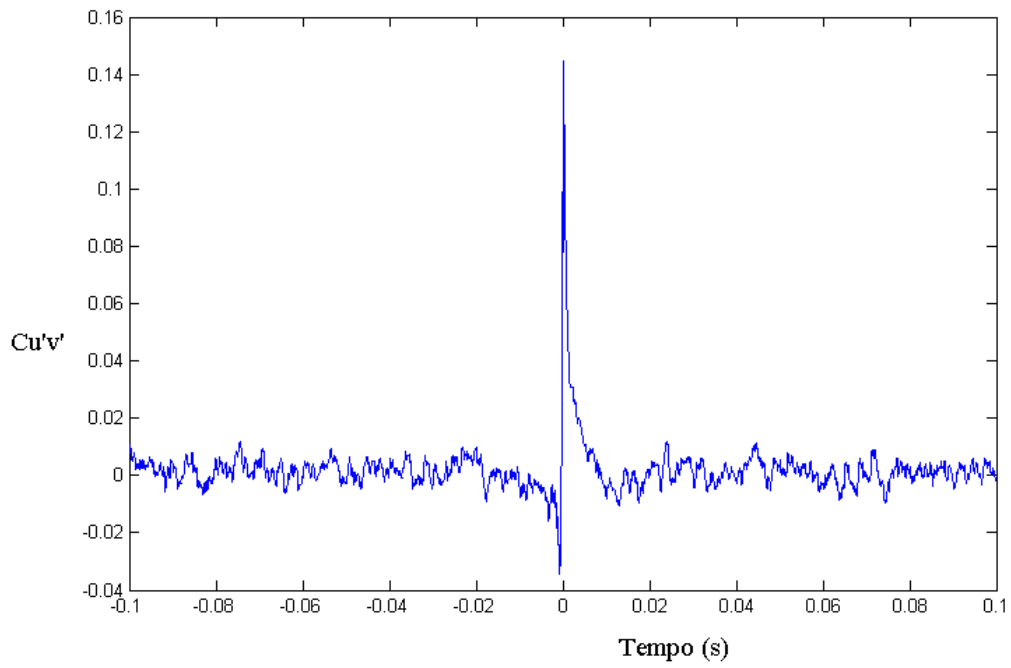


Figura 6.2 - Correlação cruzadas de u' e v' . Linha "B".

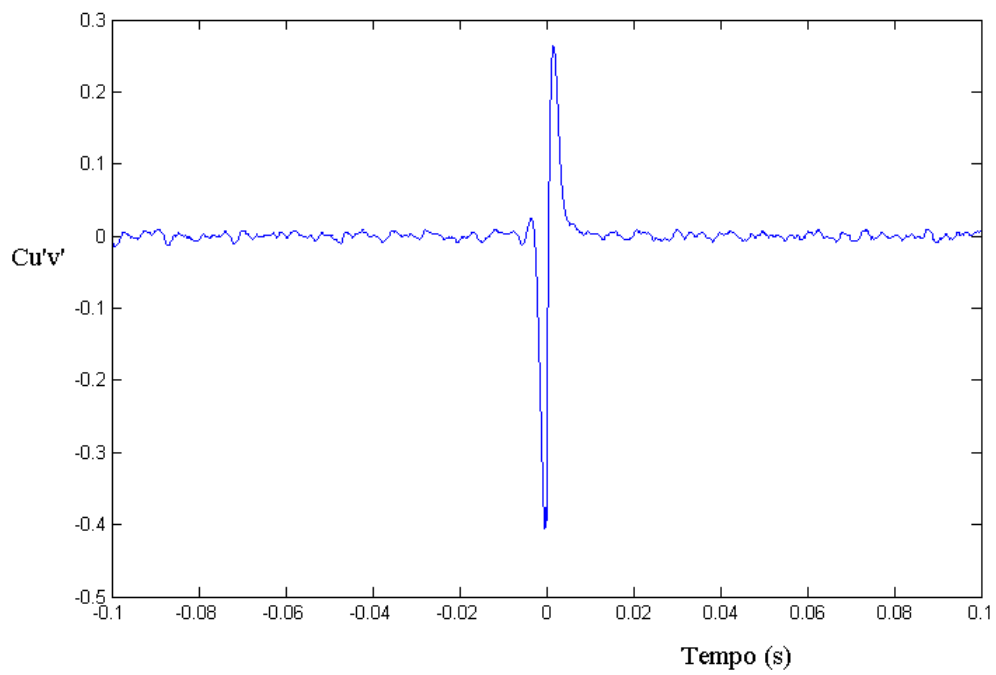


Figura 6.3 - Correlação cruzadas de u' e v' . Linha "C".

6.1 Correlação Cruzada entre Flutuação de Velocidade e Flutuação de Pressão

Nesta etapa as flutuações de velocidade, na direção vertical, e as flutuações de pressão no tubo inferior foram correlacionadas para região de entrada. Pela impossibilidade de se localizar uma sonda reta junto a tomada de pressão na posição 140° , foram correlacionadas as medições de velocidade e pressão na posição 90° , no centro da fenda estreita, posição esta que apresenta a mesma frequência característica que em 140° .

Através de furo na parede superior do canal foi introduzida uma sonda reta, com seu fio paralelo ao eixo dos tubos a fim de medir somente a componente vertical do escoamento. A tomada de pressão foi colocada na posição 90° e ambos os sinais adquiridos simultaneamente a fim de que pudessem correlacionar-se. A frequência de aquisição para os sinais de velocidade e pressão foi de 4 KHz, e utilizou-se filtros passa baixa de 1,6 e 1,0 KHz para pressão e velocidade, respectivamente. A figura 6.4, é um esquema de como foi feita esta montagem tanto para primeira seção de testes, quanto para segunda.

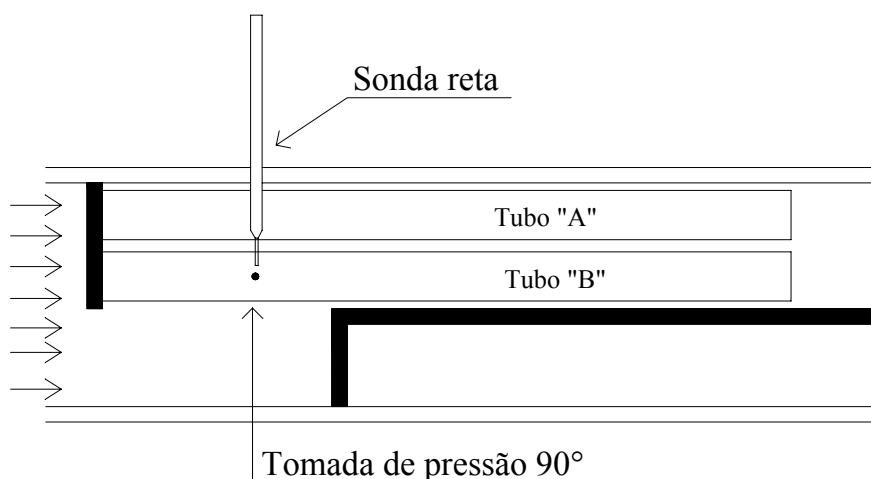


Figura 6.4 - Esquema de montagem para correlação entre velocidade e pressão.

As figuras 6.5 e 6.6, mostram as correlações cruzadas na primeira e segunda seções de testes, respectivamente. Ambas correlações oscilam em, aproximadamente, 20 ms, proveniente de uma frequência de 50 Hz, sendo que tal frequência fora encontrada em bancos de tubos inclinados a 45° por Barcellos, 2001. No entanto seus resultados mostraram coeficientes de correlação cruzada, menores em módulo, para o tempo zero.

De um modo geral os gráficos são parecidos, porém para a segunda seção de testes, nota-se uma aspereza no gráfico e uma maior suavidade nas oscilações em baixa frequência, indicando um outro padrão de escoamento, com altas frequências, pequenas escalas.

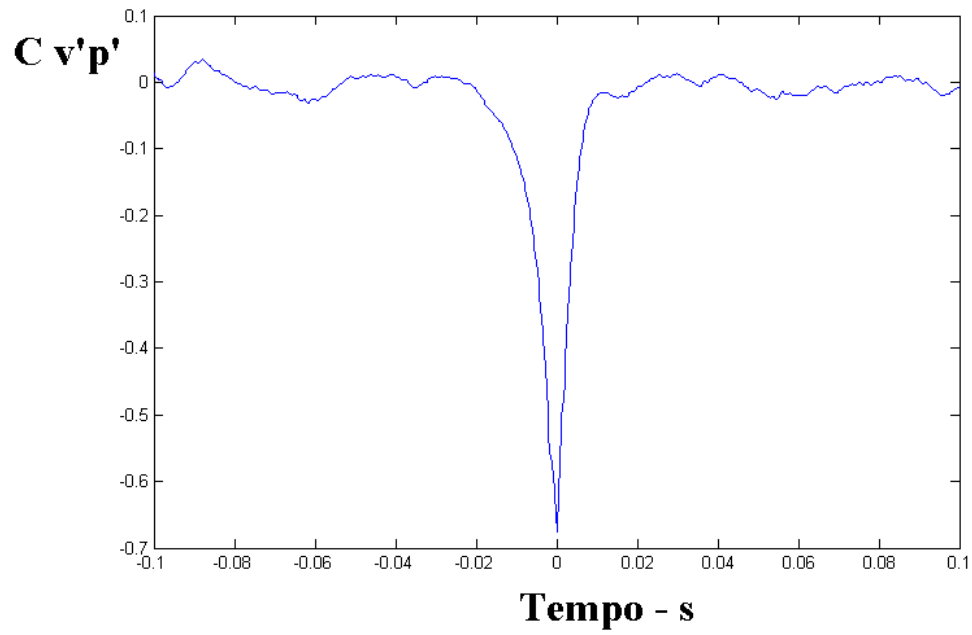


Figura 6.5 - Correlação cruzada entre flutuação de pressão e velocidade - primeira seção de testes.

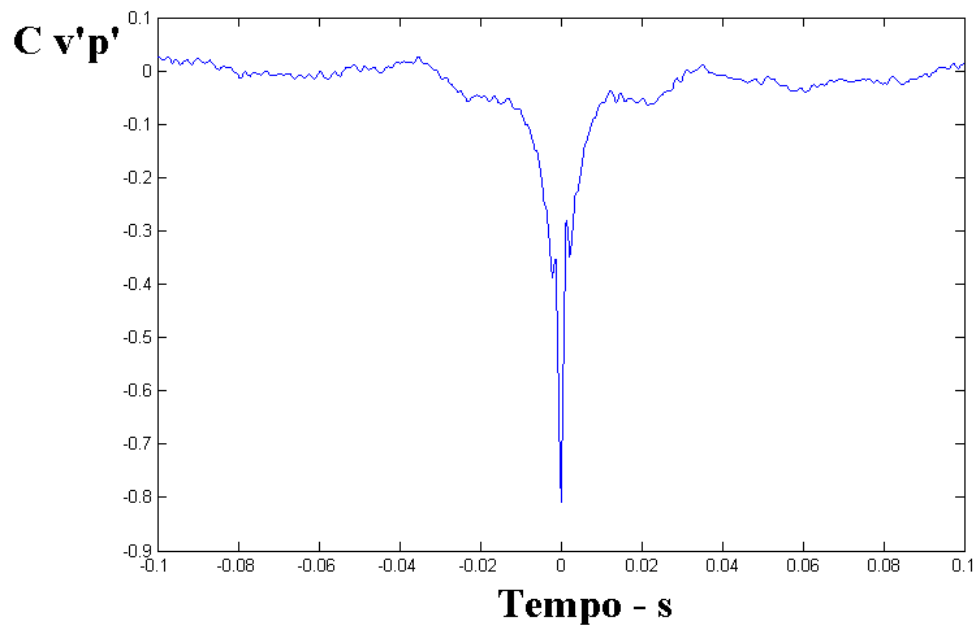


Figura 6.6 - Correlação cruzada entre flutuação de pressão e velocidade - segunda seção de testes.

7. Conclusão

O objetivo deste trabalho foi apresentar um estudo experimental das características do escoamento turbulento em bancos de tubos que utilizam defletores. As análises foram feitas para bancos de tubos de diferentes geometrias, porém mantendo a relação de espaçamento passo-diâmetro.

Para tanto foi analisado o comportamento do vetor velocidade e suas flutuações no interior do banco, bem como a distribuição das pressões médias e flutuações no contorno dos tubos. A existência de pulsações no escoamento, região entre-tubos, e regiões de recirculação foram avaliadas.

A distribuição das pressões médias na parede lateral do canal mostrou-se semelhante na região de entrada para ambas seções de teste, porém com pressões maiores na segunda.

A presença do segundo defletor faz com que o escoamento se concentre na parte superior do canal, produzindo zonas de recirculação na parte inferior. Na segunda seção de testes, o uso de um terceiro defletor, produz grandes coeficientes de pressão e linhas isobáricas praticamente paralelas aos tubos, mostrando fortes gradientes na direção oblíqua aos tubos que originam escoamentos cruzados.

A distribuição de pressões médias no contorno dos tubos é menos uniforme na região de entrada, mostrando-se igual ao ocorrido em tubos isolados, efeito causado pelo redirecionamento do escoamento após a passagem pelo defletor. No entanto para as posições a jusante do segundo defletor a distribuição de pressões é uniforme evidenciando os efeitos da redução do canal e o melhor redirecionamento do escoamento.

Na segunda seção de testes a distribuição de pressões na posição 95 e 190 mm, não são simétricas pela influencia da parede superior do canal.

Os valores médios quadráticos de flutuação de pressão, possuem magnitudes e distribuição semelhantes para ambas seções, na região de entrada. Os pontos máximos encontrados nos tubos inferiores, 140°, indicam a ocorrência do fenômeno de desprendimento de vórtices. No tubo superior os pontos de máximos valores localizados em 40° e 50°, respectivamente para primeira e segunda seções, indicam a incidência dos vórtices desprendidos na linha de tubos da fileira a montante.

Os auto espectros de flutuação de pressão em torno dos tubos apresentaram as mesmas frequências características, com picos de energia em torno de Strouhal 10^{-1} , originado uma frequência de aproximadamente 50 Hz.

As correlações cruzadas entre velocidade e pressão, na região de entrada mostraram oscilações com uma frequência de 50Hz, confirmando os espectros de flutuação de pressão.

Na primeira seção, os espectros tomados nas posições à jusante do segundo defletor possuem melhores distribuições e não apresentam uma frequência característica.

O resultado da distribuição de velocidades ao longo do eixo dos tubos, mostrou que o uso de defletores aumenta consideravelmente a velocidade do escoamento, já a partir da região de entrada, no entanto, produz mudanças em sua direção que originam importantes efeitos na interação fluido-estrutura, tais como grandes componentes de velocidade na direção vertical e diferentes zonas de intensidade de turbulência. Os resultados também mostraram a considerável diferença de velocidade entre as linhas superior e inferior, na região da saída, na primeira seção de testes, indicando que o escoamento ainda não está desenvolvido.

A intensidade das flutuações de velocidade mostrou-se menos dependente dos efeitos assimétricos de entrada ou saída, possuindo seus maiores valores na região do segundo defletor.

Através das flutuações de velocidades obtidas na saída da primeira seção, os auto-espectros de velocidade axial mostraram um pico de energia levemente pronunciado em 50Hz, indicando a existência de pulsações. A anisotropia do escoamento é evidenciada nas três linhas, com uma maior energia nas maiores escalas justamente na fenda mais larga.

Quanto aos auto-espectros de flutuação de velocidade na direção vertical, estes não são claros quanto à presença de pulsações, para as linhas intermediária e inferior, possuindo características diferentes entre si. No entanto, o auto-espectro de flutuação de velocidade na direção vertical, tomado na linha superior, apresenta a mesma frequência característica do que na direção axial.

As correlações cruzadas entre as diferentes componentes de velocidade também se mostram de maneira distinta para as três posições, aumentando seu coeficiente de correlação à medida que se aproxima da linha inferior.

Portanto as diferenças de velocidade, e o comportamento distinto das flutuações de velocidades principalmente nas linhas mais estreitas indicam que o redirecionamento causado pelo segundo defletor faz com que o desenvolvimento do escoamento se propague também no sentido da linha superior para inferior.

7.1 Recomendação para Futuros Trabalhos

Os trabalhos aqui realizados poderão ter continuidade seguindo duas linhas principais de pesquisa:

- Com a primeira seção de testes, mantendo-se a razão de espaçamento P/D, trabalhar com feixes maiores, a fim de determinar os comprimentos de desenvolvimento deste escoamento.
- Já na segunda seção de testes, os efeitos na região de entrada devem ser conhecidos, e é recomendável o estudo do desenvolvimento do escoamento para diferentes espaçamentos entre placas defletoras.
- Aumentar a altura do canal para que possa ser analisada seções de testes com maior número de linhas, possuindo uma entrada do escoamento a 90° , para que a semelhança com um trocador de calor seja maior.

8. 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., 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., 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.
- 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., 1991. Heat transfer from smooth and rough in-line tube banks at high Reynolds numbers. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 34, n.1, pp. 199-207.
- Barcellos, C. R., 2001. **Características Dinâmicas do Escoamento Turbulento em Bancos de Tubos Inclinados**. Dissertação de Mestrado, Porto Alegre. PROMEC/UFRGS, Brasil.
- 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 Strömungsfeldern theorie**. Dissertation, Bochum: Ruhr-Universität Bochum.

Collins, 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** – Equipamente Catalogue.

Dematini, L. C., 2001. **Análise Numérica e Experimental dos Campos de Pressão e Velocidade em um Duto com Defletores**. Dissertação de Mestrado, Porto Alegre. PROMEC/UFRGS, Brasil.

Endres, L. A. M., 1997. **Análise experimental do campo de pressões flutuantes em bancos 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...: pp. 865-870.

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

Endres, L. A. M., Möller, S. V., 2001-b. 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 the 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, v. 4, pp. 451-456.
- ENDEVECO, 1981. **Piezoresistive pressure transducer: s. 8510**. Anaheim.
- Ftitzpatrick, 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.
- Ftitzpatrick, J. A., Donaldson, I. S., 1988. Row depth effects on turbulence spectra and acoustic vibrations in tube banks. **Journal of Sound and Vibrations**, 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., 1978a. 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.
- Hinze, J. O., 1959. **Turbulence**, New York, McGraw-Hill.
- Indrusiak, M. L. S., 1997. **Escoamento Turbulento na Saída de um Duto Curvo de Seção Retangular**. Dissertação de Mestrado, Porto Alegre. PROMEC/UFRGS, Brasil.
- Li, H., Kottke, V., 1998. Effect of baffle spacing on pressure drop and local heat transfer in Shell-and-tube heat exchangers for staggered tube arrangement. **J. Heat Mass Transfer**, v. 41, pp, 1303-1311.

- 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. **Journal of Fluids and Structures**, v. 13, pp. 791-811.
- Möller, S. V., 1991. On Phenomena of Turbulent Flow Through Rod Bundles. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 4, n.1, pp. 25-35.
- 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, v. 7, pp. 265-272.
- Möller, S. V., Qassim, R. Y., 1985. A constitutive model for a flow through rod bundles and the verification of its applicability. **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.
- Oengören, A., Ziada, S., 1998. An in-depth study of vortex shedding, acoustic resonance and turbulent forces in normal triangle tube arrays. **Journal of Fluids and Structures**, v. 12, pp. 717-758.
- Osakabe, M., 1987. Pressure loss of single phase slating cross flow in rod bundles. **Journal of Nuclear Science and Technology**, v. 24, n. 6, pp. 498-500.
- Païdoussis, M. P., 1982. A review of flow-induced vibrations in reactor and reactor components. **Nuclear Engineering and Design**, v. 74, pp. 31-60.
- Parizzi, A., 1998. **Desenvolvimento do escoamento Axial Turbulento nos Subcanais de Feixes de Barras**. Dissertação de Mestrado, Porto Alegre. PROMEC/UFRGS, Brasil.
- Pettigrew, M. J., Taylor, C. E., Fischer, N. J., Yetisir, M., Smith, B. A. W., 1997. Flow-induced vibration: recent findings and open question. In: **International Conference on**

- Structural Mechanics in Reactor Technology**, Transaction. Lyon: 14th., SMiRT, v. 0, pp. 19-48.
- Rehme, K., **Turbulenzstruktur im Wandkanal eines Stabbündels ($P/D=W/D=1.148$) für drei Ebenen Im Einlauf**, KfK 4027, Kernforschungszentrum Karlsruhe, Karlsruhe, 1986.
- Rotta, J. C., 1972. **Turbulence 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**. 2nded. Cambridge: University Press.
- Vicari, K. F. F., 1996. **Análise experimental do escoamento turbulento em dutos circulares com promotores de turbulência interno 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.
- 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 vibrations in tube bank. **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 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.

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 Dynamics 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 Reserch**, v.9, n. 4.

APÊNDICE

9. A1 – Avaliação de Erros das Medições

Este apêndice apresenta as características dos equipamentos utilizados na pesquisa desta dissertação, abordando a faixa de variação dos valores medidos, valores típicos dos resultados, bem como a resolução apresentada na leitura dos instrumentos e o erro percentual entre os valores medidos e calculados no processo de calibração dos sensores.

Foram também incluídas informações sobre as características técnicas dos equipamentos fornecidas em catálogos e manuais pelo fabricante, dizendo respeito a exatidão (“accuracy”), desvio de leituras causados pela variação de temperatura e desvios de linearidade e histerese.

9.1 Amperímetros, voltímetros e manômetros utilizados na calibração de sondas de fio quente e transdutor de pressão

9.1.1 Amperímetros

Faixa de medição	4 a 20 mA
Valor típico	8 mA
resolução empregada na leitura	0,005 mA
erro devido a resolução sobre a faixa	0,125 a 0,025 %
erro devido a resolução sobre o valor típico	0.0625 %

9.1.2 Voltímetros

Faixa de medição	0 a 3 V
Valor típico	1,80 V
resolução empregada na leitura	0,0005 V
erro devido a resolução sobre a faixa	0,017 %
erro devido a resolução sobre o valor típico	0,027 %

9.1.3 Manômetros

Manômetro de líquido (DWYER) - faixa de medição	0,6 a 6,0 mmca
Valor típico	4,0 mmca
resolução empregada na leitura	0,20 mmca
erro devido a resolução sobre a faixa	33,33 a 3,33 %
erro devido a resolução sobre o valor típico	5 %
Manômetro de líquido (coluna d'água) -faixa de medição	40 a 190 mmca
Valor típico	70 mmca

resolução empregada na leitura	1,0 mmca
erro devido a resolução sobre a faixa	2,50 a 0,52 %
erro devido a resolução sobre o valor típico	1,42 %
Manômetro de Eletrônico – Dados do Fabricante	40 a 190 mmca
exatidão	0,20 % f.e.
desvio com a temperatura	0,08 % f.e.

9.2 Curva de Calibração de Pressão

A tabela A1-1, apresenta uma curva típica de calibração do transdutor de pressão, onde na primeira coluna tem-se os dados de pressão obtidos do manômetro eletrônico, na segunda coluna tem-se a tensão em volts, obtida através da leitura de voltímetros e na terceira coluna o erro percentual entre a resposta da curva de calibração e a leitura do voltímetro.

A , apresenta uma relação linear entre pressão e tensão, esta relação foi anteriormente utilizada por Endres, 1997 em sua Tese de Doutorado.

Tabela A1 1 - Dados típicos de calibração do transdutor de pressão.

Pressão mA	Pressão (Pa)	Pressão (volts)	Pressão Calculada	Erro % $P_{PA}-P_V/P_{PA}$
4	0	0	0	0.000
7.95	98.75	0.111	98.23833	0.518
12.01	200.25	0.226	200.01678	0.116
15.95	298.75	0.338	299.14014	-0.131
19.72	393	0.444	392.95332	0.012

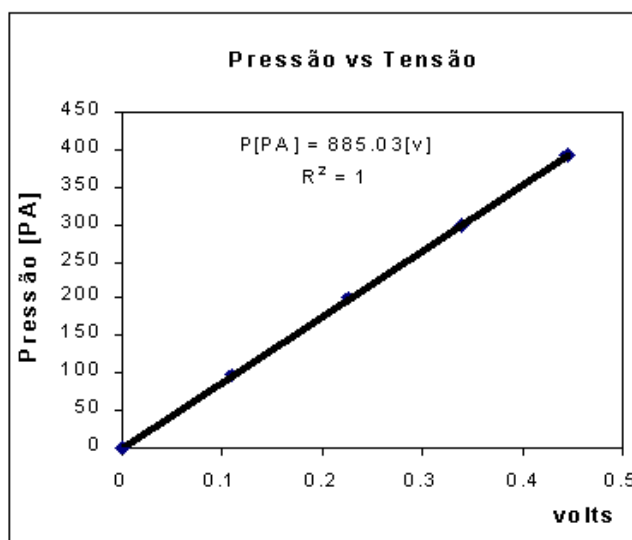


Figura A1 1 - Relação entre pressão e tensão.

9.3 Curvas de Calibração de Velocidade

9.3.1 Sonda Reta

Na calibração de sondas retas, determinou-se uma relação entre tensão e velocidade. A bancada a qual permite a realização da calibração é a mesma descrita por Vicari, 1996.

Tabela A1 2 - Registro de uma calibração típica do sensor de velocidade.

E0	1.072					erro%
V real	Tensão (V)	$\log(e^2-E0^2)$	$\log(Vr)$	Velc. Cal		$(V-Vcal)/Vr$
3.152	1.353	-0.1666	0.4986	3.0741		2.4729
5.146	1.427	-0.0520	0.7115	5.1867		-0.7907
7.047	1.478	0.0151	0.8480	7.0449		0.0291
10.098	1.549	0.0970	1.0042	10.2401		-1.4073
15.406	1.642	0.1895	1.1877	15.6210		-1.3957
20.289	1.707	0.2467	1.3073	20.2805		0.0417
25.732	1.78	0.3052	1.4105	26.4918		-2.9529
29.898	1.821	0.3358	1.4756	30.4704		-1.9147
35.469	1.855	0.3602	1.5498	34.0540		3.9895
40.277	1.91	0.3978	1.6051	40.4254		-0.3685
44.755	1.937	0.4154	1.6508	43.8251		2.0777

Dados do Fabricante:

A sonda reta utilizada nesta pesquisa é uma sonda 55P36, e as informações abaixo referem-se são dadas pelo fabricante.

- desvio com a temperatura (entrada e saída) ± 500 & ± 15 mV/°C
- exatidão no voltímetro interno2% f.e.
- exatidão para resistências0,1 % ± 3 m Ω

9.3.2 Sonda de Fio Inclinado

Esta calibração necessita de duas informações, a primeira diz respeito a relação entre tensões e velocidades e a segunda entre tensões e ângulos médios.

Dados do Fabricante:

A sonda inclinada utilizada nesta pesquisa é uma sonda 55P12, e as informações abaixo referem-se são dadas pelo fabricante.

- desvio com a temperatura (entrada e saída) ± 500 & ± 15 mV/°C
- exatidão no voltímetro interno2% f.e.
- exatidão para resistências0,1 % ± 3 m Ω

Tabela A1 3 - Registro de calibração de uma sonda de fio inclinado.

E0 1.379						erro%
V real	Tensão (V)	$\log(e^2-E0^2)$	$\log(Vr)$	Velc. Cal	$(Vr-Vcal)/Vr$	
3.14	1.643	-0.0981	0.4969	2.9274	6.7712	
5.128	1.726	0.0324	0.7099	5.1013	0.5200	
7.022	1.793	0.1183	0.8465	7.3543	-4.7320	
10.54	1.876	0.2089	1.0228	10.8133	-2.5928	
15.378	1.975	0.3008	1.1869	15.9893	-3.9753	
19.791	2.05	0.3619	1.2965	20.7363	-4.7766	
27.495	2.143	0.4299	1.4393	27.6956	-0.7294	
32.934	2.199	0.4675	1.5176	32.4981	1.3237	
37.594	2.245	0.4967	1.5751	36.8067	2.0942	
41.737	2.287	0.5223	1.6205	41.0388	1.6728	
45.505	2.313	0.5376	1.6581	43.8058	3.7342	
48.983	2.341	0.5537	1.6900	46.9146	4.2227	
52.231	2.367	0.5683	1.7179	49.9238	4.4174	
55.288	2.388	0.5799	1.7426	52.4419	5.1477	

Veloc: 16.516 m/s

ângulo	Tensão (V)	$\log(E(a)^2-E0^2)$	$\cos(a+d)$	$\log(\cos(a+d))$
-30	2.069	0.3764	0.9659	-0.0151
-25	2.062	0.3711	0.9397	-0.0270
-20	2.056	0.3665	0.9063	-0.0427
-15	2.045	0.3580	0.8660	-0.0625
-10	2.028	0.3446	0.8192	-0.0866
-5	2.008	0.3285	0.7660	-0.1157
0	1.988	0.3119	0.7071	-0.1505
5	1.969	0.2956	0.6428	-0.1919
10	1.93	0.2608	0.5736	-0.2414
15	1.903	0.2355	0.5000	-0.3010
20	1.86	0.1926	0.4226	-0.3741
25	1.812	0.1404	0.34202	-0.4659
30	1.76	0.0777	0.258819	-0.5870

Os ângulos maiores que 30°, apresentam grandes incertezas, devido ao fato de que a partir desta inclinação a sonda a sonda não possui sensibilidade para fazer a distinção de leitura, em volts. Outro fator que contribui para que o erro aumente em ângulos maior que 30°, é o fato de que da utilização de coeficientes de calibração “m” ser igual a “n”, como explanado no item 4.5.2.

10. Conversão dos Dados

número de níveis de resolução da placa0 a 40954096 níveis

10.1 Conversão de Pressão com ganho

Faixa de tensão-5 a + 5 V

resolução empregada na leitura0,00244 V/nível

valor típico de tensão	2,0 V
erro devido a resolução sobre a faixa	0,05 %
erro devido a resolução sobre o valor típico	0,12 %

10.2 Conversão de velocidade com ganho

Faixa de tensão	0 a 10 V
resolução empregada na leitura	0,00244 V/nível
valor típico de tensão	5,0 V
erro devido a resolução sobre a faixa	0,024 %
erro devido a resolução sobre o valor típico	0,0488 %

10.3 Placa Conversora Analógico Digital - Dados do fabricante

exatidão.....	2 “bit” menos significativo. (max.)
desvio com a temperatura (linearidade)	1,50 ppm/°C

11. Posicionamento das Sondas

11.1 Medidas Lineares

Resolução empregada nas medições.....	1 mm
Comprimento característico na direção axial.....	300 e 450 mm
erro devido a resolução sobre a direção axial	0,33 e 0,25 %

12. Condições Atmosféricas e Propriedades Termodinâmicas

12.1 Temperatura

Faixa de valores	5 a 40 °C
valor típico de temperatura.....	20 °C
resolução empregada na leitura	0,25 °C
erro devido a resolução sobre a faixa	5 a 0,6 %
erro devido a resolução sobre o valor típico	1,25 %

12.2 Pressão Atmosférica

Faixa de valores	750 a 765 mm Hg
valor típico de pressão atmosférica.....	757 mm Hg
resolução empregada na leitura	1mm Hg

erro devido a resolução sobre o valor típico0,13 %

12.3 Massa Específica

valor típico.....1,1876 Kg/m³

erro devido as resoluções, 4,1 e 4,20,02 %

12.4 Viscosidade Cinemática

valor típico.....1,5393x10⁻⁵

erro devido as resoluções, 4,1 e 4,20,02 %

13. Determinação das Funções de Densidade Auto-Espectral

Frequência de aquisição dos dados 4,0 e 25, 0 KHz

Número de pontos.....65536 e 262144

Tempo de aquisição16,384 e 10,605 segundos

Tamanho do bloco para o cálculo de espectro64/1024 e 64/4096 – Blocos / pontos

Largura de Banda – freq. de aq./pontos por bloco 3,91 e 6,10 Hz

Erro médio estatístico do espectro 12,49 e 12,43 %

$$\text{erro} = \left(\sqrt{\frac{1}{(\text{larg. banda})_{\text{Hz}} (\text{tempo})_{\text{s}}}} \right) * 100$$

14. A2 - Correção dos Valores Medidos

Segundo Vosáhlo, 1984, a influencia da temperatura do fluido nos valores de tensão medidos pela técnica de anemometria de fio quente é de extrema importância, logo, deve-se corrigi-los para que a tensão a velocidade zero e as tensões de velocidade mediadas estejam na mesma temperatura. O autor sugere as seguintes expressões para a tensão a velocidade zero e as tensões medidas durante o experimento:

$$E_{\alpha} = E_0 \cdot \frac{1}{1 - 0,00211(T_0 - T_m)} \quad (\text{A-1})$$

$$E_c = E_M \cdot \frac{1}{1 - 0,00245(T_M - T_C)} \quad (\text{A-2})$$

sendo:

E_{α} = valor da tensão a velocidade zero;

E_c = tensão após a correção;

E_M = tensão medida;

T_0 = temperatura a velocidade zero;

T_M = temperatura de calibração.